

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh zdvihových přímočarých hydromotorů

Design of Lifting Linear Hydraulic Motors

Student:

Bc. Marek Grygar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Grygar**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Návrh zdvihových přímočarých hydromotorů**  
**Design of Lifting Linear Hydraulic Motors**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujete analýzu daného problému – požadavku a vypracujete podkladovou řešerši z pohledu výroby přímočarých hydromotorů (PHM). Pro zadaný prototyp kolového nakladače definujte, na základě požadované maximální nosnosti, zatížení na jednotlivých PHM výložníků. Zpracujte kompletní návrhový výpočet a výrobní výkresovou dokumentaci PHM. PHM musí být vybaveny tlumením v koncové polohách. A definujte parametry průtoku pro jednotlivé pracovní cykly. Pro nakupované komponenty použijte podklady dodané zadavatelem. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel - JM-PENTA s.r.o.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.  
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.  
Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 16.5.2014

.....

Podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 16.5.2014

.....  
Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Grygar

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dolní Žleb 31  
Šternberk  
785 01

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

GRYGAR, M. *Návrh zdvihových přímočarých hydromotorů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 68 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem přímočarých hydromotorů pro zdvih výložníku nakladače. V práci jsou vypsány teoretické základy této technologie, ze kterých je odvozena konstrukční varianta hydromotoru. Pro dané podmínky je proveden konstrukční návrh se všemi technickými výpočty. Dále je zvoleno těsnění pro píst a pístnici. K práci je přiložena kompletní výkresová dokumentace pro výrobu hydromotoru a seznam jeho dílů.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

GRYGAR, M. *Design of Lifting Linear Hydraulic Motors : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 68 p. Thesis head: Fries, J.

This magister thesis deals with the structural design of linear hydraulic motors for the boom loader lifting. The thesis includes theoretical basics of this technology, which is derived for a variant of the motor. The design with all the technical calculations is made for the given conditions. Furthermore, piston and rod seals are chosen. The work is attached with complete design documentation for the manufacture of hydraulic motor and with the list of its components.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	8
Úvod .....	11
1 Teoretický rozbor .....	12
1.1 Popis a druhy PHM.....	12
1.2 Požadavky na součásti PHM.....	13
1.3 Princip funkce PHM .....	15
1.4 Výběr z používaných konstrukcí PHM.....	16
1.4.1 Svorníková konstrukce .....	16
1.4.2 Šroubovaná konstrukce.....	17
1.5 Těsnění PHM.....	17
1.6 Princip tlumení dorazů PHM.....	19
1.7 Ukázka různých přichycení PHM.....	20
1.8 Teoretické výstupy pro návrh PHM .....	21
1.8.1 Technické požadavky na PHM.....	21
1.8.2 Těleso PHM.....	21
1.8.3 Víka PHM .....	21
1.8.4 Píst a pístnice.....	21
1.8.5 Použití a uchycení PHM .....	22
2 Vlastní návrh PHM výložníku.....	23
2.1 Stanovení potřebné síly .....	23
2.2 Návrh základních rozměrů PHM výložníku.....	26
2.2.1 Průměr pístu.....	26
2.2.2 Tloušťka stěny válce .....	27
2.2.3 Průměr pístní tyče .....	29
2.2.4 Průměr čepů uchycení .....	32
2.3 Návrh ostatních prvků PHM.....	34
2.3.1 Ložiska .....	34
2.3.2 Šrouby víka .....	37

2.3.3	Závit pro připojení pístu .....	48
2.3.4	Svary .....	50
2.4	Návrh těsnění .....	53
2.4.1	Vodící pásy.....	53
2.4.2	Těsnění pístu.....	55
2.4.3	Těsnění pístnice .....	56
2.4.4	Stírací kroužek .....	57
2.4.5	Statická těsnění.....	59
2.4.6	Montážní a konstrukční doporučení .....	60
2.5	Návrh připojovacích rozměrů.....	62
2.5.1	Stanovení minimální světlosti hadice (vtoku) .....	62
2.5.2	Připojení tlakových hadic.....	63
3	Seznam dílů a výkresové dokumentace PHM .....	64
	Závěr .....	66
	Seznam užitých pramenů při psaní této práce .....	68
	Seznam tištěné literatury .....	68
	Seznam online literatury .....	68
	Seznam firemních podkladů .....	68

## Seznam použitých značek a symbolů

C	Statická únosnost ložiska	[N]
C <sub>0</sub>	Dynamická únosnost ložiska	[N]
D	Vnější průměr válce	[mm]
Dr	Redukovaný průměr příruby	[mm]
E	Modul pružnosti oceli v tahu	[MPa]
F <sub>1</sub>	Síla při vysouvání pístní tyče	[N]
F <sub>2</sub>	Síla při zasouvání pístní tyče	[N]
F <sub>a</sub>	Amplituda síly	[N]
F <sub>KR</sub>	Kritická síla	[N]
F <sub>min</sub>	Minimální svěrná síla	[N]
F <sub>O</sub>	Přepětí ve šroubu	[N]
F <sub>P1</sub>	Maximální provozní síla na jeden šroub	[N]
F <sub>Pmax</sub>	Síla na víko PHM od tlaku p <sub>max</sub>	[N]
F <sub>Pmax1</sub>	Síla na jeden šroub od tlaku p <sub>max</sub>	[N]
F <sub>Smax</sub>	Maximální síla ve šroubu	[N]
F <sub>Smin</sub>	Minimální síla ve šroubu	[N]
F <sub>TV</sub>	Síla pro zdvih výložníku ze simulace	[N]
F <sub>UM</sub>	Síla vyvozená utahovacím momentem	[N]
F <sub>V</sub>	Síla pro zdvih výložníku	[N]
F <sub>V1</sub>	Požadovaná síla jednoho PHM	[N]
F <sub>S1</sub>	Skutečná síla z tlaku p	[N]
F <sub>S2</sub>	Skutečná síla z tlaku p <sub>PV</sub>	[N]
H	Výška závitu	[mm]
J	Moment setrvačnosti plochy prutu	[mm <sup>4</sup> ]
L	Zdvih PHM	[mm]
L <sub>čmax</sub>	Maximální osová vzdálenost čepů uchycení PHM	[mm]
L <sub>čmin</sub>	Minimální osová vzdálenost čepů uchycení PHM	[mm]
L <sub>š</sub>	Délka zašroubování šroubu	[mm]
M <sub>h</sub>	Moment tření pod hlavou šroubu	[N.m]
M <sub>Omax</sub>	Maximální ohybový moment	[N.mm <sup>-1</sup> ]
M <sub>U</sub>	Utahovací moment šroubu	[N.m]
M <sub>UP</sub>	Utahovací moment pístu	[N.m]
M <sub>Z</sub>	Moment tření na závitu	[N.m]
P <sub>h</sub>	Stoupání závitu	[mm]
Q <sub>1</sub>	Průtok do válce	[mm <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>2</sub>	Průtok do válce	[mm <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
R <sub>a</sub>	Drsnost povrchu	[μm]
Re	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R <sub>m</sub>	Mez pevnosti materiálu	[MPa]



$S_1$	Obsah pracovní plochy válce	$[m^2]$
$S_2$	Obsah pracovní plochy válce	$[m^2]$
$S_{SV1}$	Obsah svarové plochy	$[mm^2]$
$S_{SV2}$	Obsah svarové plochy	$[mm^2]$
$S_{\dot{S}P}$	Obsah plochy jádra závitu pístu	$[mm^2]$
$S_{\dot{S}V}$	Obsah plochy jádra šroubů	$[mm^2]$
$W_{o\check{C}}$	Modul ohybu v průřezu	$[mm^3]$
$c_p$	Tuhost příruby	$[N.mm^{-1}]$
$c_s$	Tuhost šroubu	$[N.mm^{-1}]$
$d$	průměr pístu	$[mm]$
$d_0$	Průměr otvoru pro šroub	$[mm]$
$d_1$	Rozměr závitu	$[mm]$
$d_2$	Rozměr závitu	$[mm]$
$d_3$	Rozměr závitu	$[mm]$
$d_{\check{C}}$	Průměr čepu uchycení PHM	$[mm]$
$d_P$	Průměr pístní tyče	$[mm]$
$d_{VT}$	Průměr vtoku	$[mm]$
$f$	Součinitel tření	$[1]$
$f_Z$	Součinitel tření na závitu	$[1]$
$i$	Poloměr setrvačnosti plochy pístnice	$[mm]$
$k_1$	Převodní součinitel pro tupý svar	$[1]$
$k_{\check{C}}$	Bezpečnost provozu čepu uchycení PHM	$[1]$
$k_{D\dot{S}}$	Bezpečnost šroubu vůči dynamickému namáhání	$[1]$
$k_P$	Bezpečnost provozu pístní tyče	$[1]$
$k_s$	Statická bezpečnost	$[1]$
$k_{s1}$	Statická bezpečnost svaru těleso/víko	$[1]$
$k_{s2}$	Statická bezpečnost svaru těleso/zesílení	$[1]$
$k_{SPV}$	Statická bezpečnost šroubu při tlaku $p_{PV}$	$[1]$
$k_{SPmax}$	Statická bezpečnost šroubu při tlaku $p_{max}$	$[1]$
$k_{S\dot{S}}$	Statická bezpečnost šroubu	$[1]$
$k_{T1}$	Bezpečnost tloušťky stěny při $p_{max}$	$[1]$
$k_{T2}$	Bezpečnost tloušťky stěny při $p_{PV}$	$[1]$
$k_{\sigma a}$	Bezpečnost vůči mezní amplitudě	$[1]$
$k_{\sigma h}$	Bezpečnost vůči hornímu napětí	$[1]$
$k_T$	Bezpečnost vůči krutu	$[1]$
$l_1$	Rozměr uchycení čepů	$[mm]$
$l_2$	Rozměr uchycení čepů	$[mm]$
$l_3$	Rozměr uchycení čepů	$[mm]$
$l_p$	Tloušťka příruby	$[mm]$
$l_{red}$	Redukovaná délka prutu	$[mm]$
$m$	Hmotnost břemene	$[kg]$
$p$	Jmenovitý pracovní tlak	$[MPa]$

$p_1$	Tlak v hydraulickém válci	[MPa]
$p_2$	Tlak v hydraulickém válci	[MPa]
$p_{\check{c}}$	Tlak ve stykových plochách čepu	[MPa]
$p_{DOV}$	Dovolený tlak ve stykových plochách	[MPa]
$p_{max}$	Zkušební tlak PHM	[MPa]
$p_{PV}$	Maximální pracovní tlak (tlak na pojistném ventilu hyd. systému)	[MPa]
$p_{Zdov}$	Dovolený tlak v závitech	[MPa]
$s$	Otvor klíče	[mm]
$v$	Maximální dovolená rychlost pístu	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_1$	Rychlost vysouvání pístní tyče	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_2$	Rychlost zasouvání pístní tyče	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_P$	Rychlost proudění	[m.s <sup>-1</sup> ]
$z$	Počet nosných závitů	[1]
$\alpha$	Úhel závitu	[°]
$\alpha_{VZ}$	Součinitel koncentrace napětí volného závitu	[1]
$\alpha_{NZ}$	Součinitel koncentrace napětí prvního nosného závitu	[1]
$\beta$	Vrubový součinitel	[1]
$\gamma$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti součásti	[1]
$\sigma_C$	Mez únavy pro hladkou součást	[MPa]
$\sigma_C^*$	Mez únavy pro vrubovanou součást	[MPa]
$\sigma_O$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{O\check{c}}$	Ohybové napětí čepu	[MPa]
$\sigma_r$	Radiální napětí na povrchu	[MPa]
$\sigma_{Dsv}$	Dovolené napětí ve svaru	[MPa]
$\sigma_{sv}$	Napětí ve svaru	[MPa]
$\sigma_t$	Tečné napětí na povrchu	[MPa]
$\sigma_{ta}$	Amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_{td}$	Dolní napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{th}$	Horní napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{tm}$	Mezní napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{redmax}$	Maximální redukované napětí	[MPa]
$\eta_m$	Mechanicko-tlaková účinnost	[1]
$\eta_P$	Součinitel jakosti povrchu	[1]
$\eta_Q$	Průtoková účinnost	[1]
$\lambda$	Štíhlost prutu	[1]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$\varphi'$	Úhel tření závitu	[°]
$\psi$	Součinitel těsnosti	[1]

## Úvod

Zadavatel JM Penta s.r.o podal požadavek pro vytvoření ukázkového konstrukčního návrhu přímočarého hydromotoru. A to z důvodu prozkoumání možnosti zajištění si vlastní výroby. Vlastní výrobou by došlo k vynechání subdodavatelů této technologie a tedy i k možné finanční úspoře či dalšímu zisku. Hydromotor by měl být použit při stavbě prototypu kolového nakladače, kde by sloužil jako pohon výložníku.

Po výpočtu veškerých konstrukčních uzlů je dále potřeba vypracovat kompletní výkresovou dokumentaci tak, aby bylo možné hydromotor vyrobit. Tento návrh bude dále použit jako východisko při návrhu hydromotoru násady (není v práci).

Práce se skládá ze shrnutí teorie k této problematice. Dále početního návrhu všech konstrukčních uzlů a vypracované veškeré výkresové dokumentace s výpisem všech dílčích částí.

# 1 Teoretický rozbor

V této kapitole se pokusím shrnout veškeré poznatky o přímočarých hydromotorech a z těchto informací odvodit základní schéma a podmínky pro návrh konstrukce PHM.

## 1.1 Popis a druhy PHM

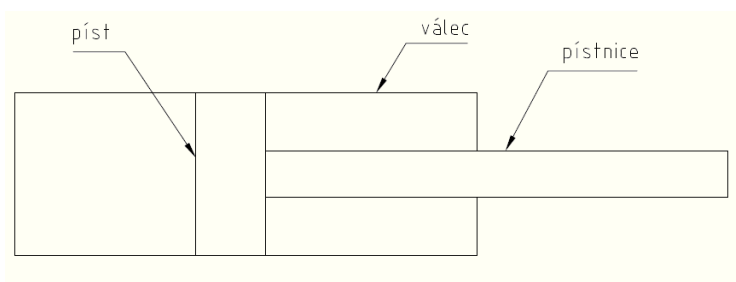
Přímočaré hydromotory se rozdělují podle pracovního cyklu a to na :

- **Jednočinné**, tyto motory vyvozují sílu pouze jedním směrem a jejich zpětný zdvih je zajištěn vnější silou.
- **Dvojčinné**, které vyvozují sílu v obou směrech pohybu.

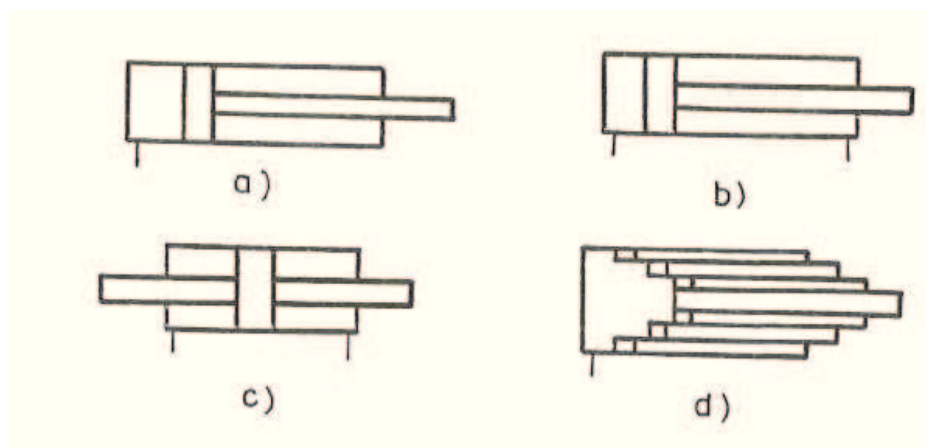
A dále se mohou rozdělit podle konstrukce na:

- Motor s jednostranně vyvedenou pístnicí,
- Motor s oboustranně vyvedenou pístnicí, a
- Teleskopický hydromotor.

Základní prvky PHM jsou válec, píst a pístní tyč (pístnice).



Obr. 1. Základní prvky PHM



Obr. 2. Ukázka některých konstrukčních principů PHM [2]

a) Jednočinný motor s jednostranně vyvedenou pístnicí, b) Dvojčinný motor s jednostranně vyvedenou pístnicí, c) dvojčinný motor s oboustranně vyvedenou pístnicí, d) jednočinný teleskopický motor

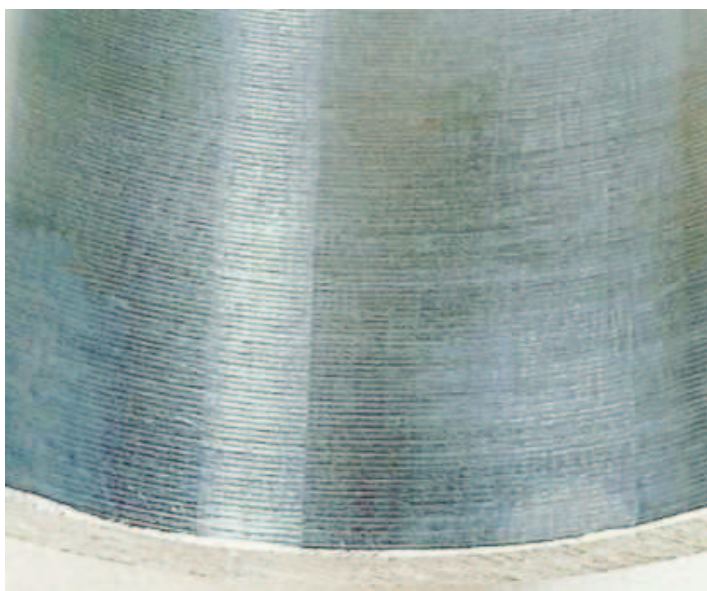
## 1.2 Požadavky na součásti PHM

### Válec

Většinou bývá zhotoven z přesné bezešvé trubky nebo jako výkovek. Je potřeba vnitřní stranu opracovat na požadovanou jakost povrchu a geometrickou přesnost, aby se zaručila těsnost a nebylo poškozeno těsnění. Pro konečné úpravy válců se používá tradiční honování nebo kombinované obrábění s dynamickým válečkováním.



Obr. 3. Honovaný povrch [9]



Obr. 4. Válečkový povrch [9]

Honováním se dosahuje jakosti povrchu  $Ra < 0,4 \text{ } [\mu\text{m}]$  a válečkováním  $Ra < 0,2 \text{ } [\mu\text{m}]$ . Vnitřní průměr je tolerován s přesností H8.

Materiál musí být odolný proti opotřebení a korozi. U svařovaných konstrukcí musí být zaručena svažitelnost a nesmí být porézní.

## **Pístnice**

Zajišťuje přenos síly na hnaný element a proto je potřeba, aby byla dostatečně tuhá. Bývá zhotovena z tyče nebo z výkovku.

Materiál musí mít tvrdý povrch a být odolný proti opotřebení. Pístnice musí mít houževnaté jádro, aby se při přetížení nezlomila, ale měla by se ohnout.

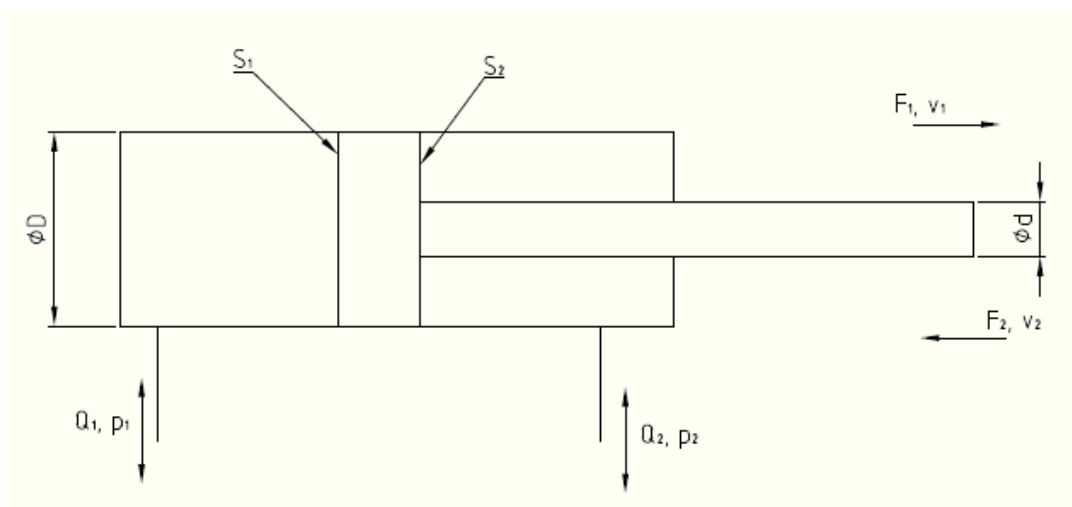
Povrch pístnice přichází do styku s vnějším prostředím, a tak je třeba ho chránit proti korozi. Toto se provádí galvanickým pochromováním nebo poměďováním, chromátováním, navařováním antikorozního materiálu a plazmovým nanášením keramického materiálu. Dále musí mít drsnost povrchu minimálně  $Ra = 0,2 \text{ } [\mu\text{m}]$ . Tohoto se dosahuje broušením a superfinišováním. Jejich průměr je tolerován s přesností f7/f8.

## **Píst**

Je montován jako samostatný prvek na pístnici. Je opatřen těsněním různého tvaru. Nemusí splňovat žádné speciální materiálové požadavky, postačí obyčejná konstrukční ocel. Pouze musí mít požadovanou jakost povrchu a žádné ostré hrany, aby nedocházelo k poškození těsnění při práci PHM nebo při nasazování těsnění.

### 1.3 Princip funkce PHM

PHM slouží k transformaci tlakové energie kapaliny na přímočarý pohyb pístu respektive pístní tyče. Tuto energetickou přeměnu popisují následující rovnice.



Obr. 5. Schéma PHM

Kde:  $\varnothing D$  [m] – průměr pístu  
 $\varnothing d$  [m] – průměr pístnice  
 $S_1, S_2$  [m<sup>2</sup>] – obsahy pracovních ploch  
 $Q_1, Q_2$  [m<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>] – průtoky z nebo do pracovních prostorů  
 $p_1, p_2$ , [Pa] – tlaky v pracovních prostorech  
 $F_1$  [N],  $v_1$  [m.s<sup>-1</sup>] – síla a rychlost vysunutí pístnice  
 $F_2$  [N],  $v_2$  [m.s<sup>-1</sup>] – síla a rychlost zasunutí pístnice

Hydromotory jsou zatíženy účinnostmi a to průtokovou účinností  $\eta_Q$  a mechanickou účinností  $\eta_m$ .

Jejich velikost je závislá na tlaku, rychlosti pohybu pístu a použitému těsnění. Jejich hodnoty se pohybují v hodnotách  $\eta_Q = (0,99 \text{ až } 1)$  a  $\eta_m = (0,91 \text{ až } 0,96)$  podle [2].

#### Účinné plochy pracovních prostorů

$$S_1 = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1)$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (2)$$

#### Teoretická síla a rychlost vysunutí pístnice

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 \quad (3)$$

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_1} \quad (4)$$

#### Teoretická síla a rychlost zasunutí pístnice

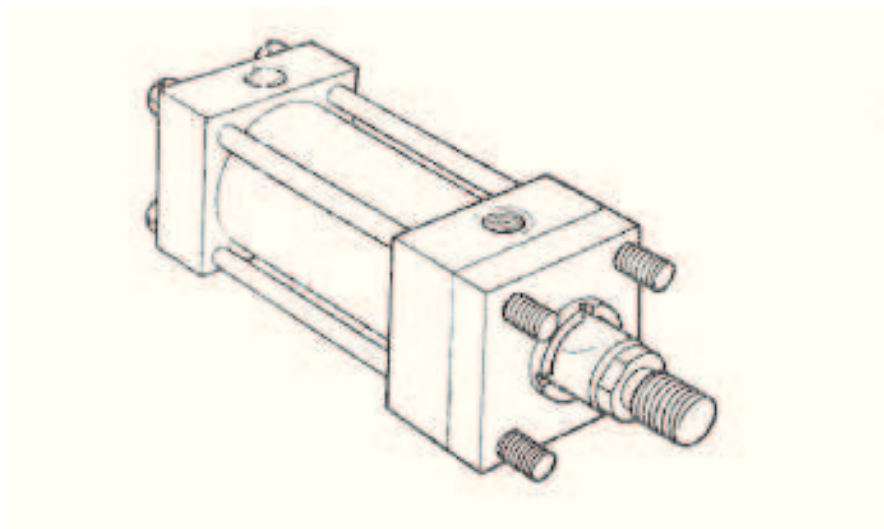
$$F_2 = p_2 \cdot S_2 - p_1 \cdot S_1 \quad (5)$$

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} \quad (6)$$

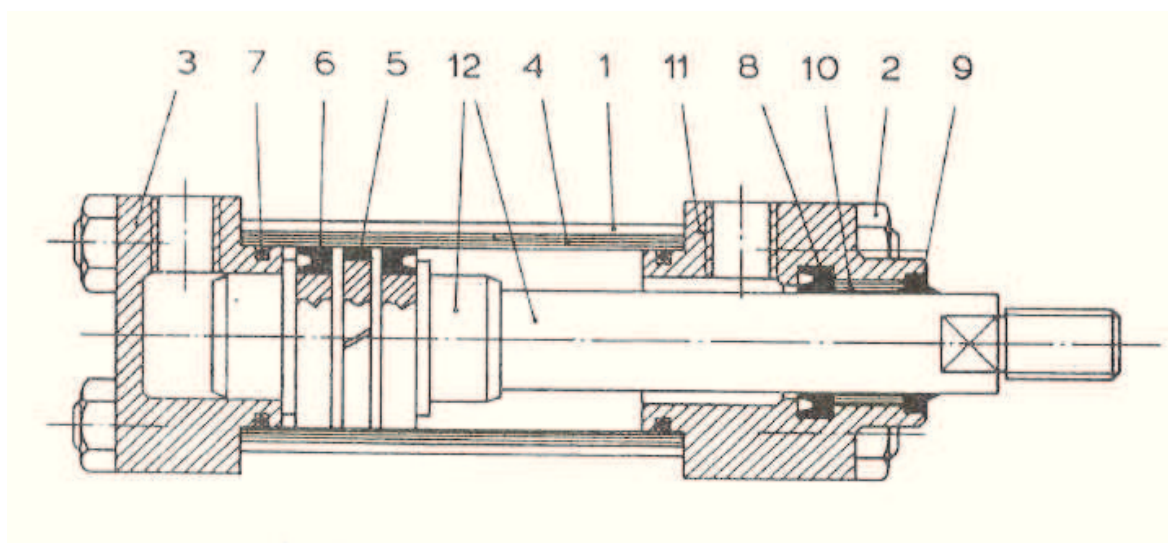
## 1.4 Výběr z používaných konstrukcí PHM

### 1.4.1 Svorníková konstrukce

Víka válce jsou k sobě stažena svorníky opatřeny maticemi a předepnuty na sílu odpovídající použitému tlaku. Tato konstrukce se používá pro tlaky v rozmezí od 16 do 25 [MPa].



Obr. 6. Svorníková konstrukce PHM [1]



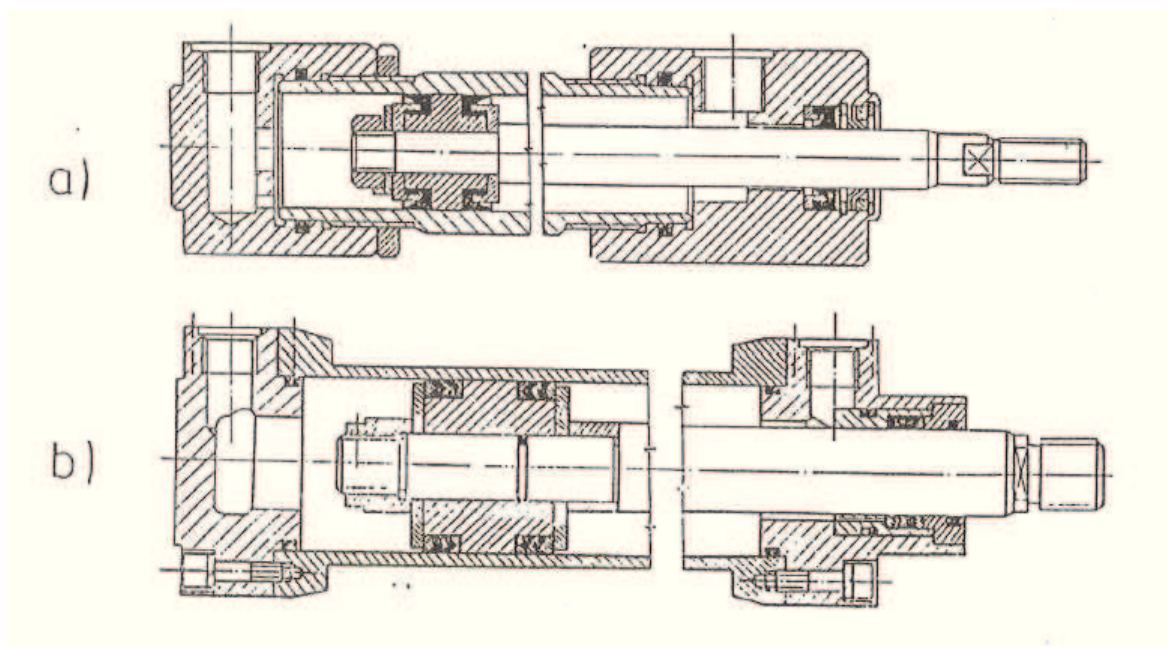
Obr. 7. Řez PHM svorníkové konstrukce [1]

1 – svorníky, 2 – matice, 3 – zadní víko, 4 – těleso, 5 – vedení pístu, 6 – těsnění pístu, 7 – O-kroužek, 8 – těsnění pístnice, 9 – stírací kroužek, 10 – vedení pístnice, 11 – přední víko, 12, pístnice



### 1.4.2 Šroubovaná konstrukce

Víka se mohou na válec přišroubovat dvěma způsoby. Buď přímo přišroubovat na těleso (Obr. 8 a)) nebo je upevnit za pomoci přírub (Obr. 8 b)). Tyto konstrukce se používají pro střední až velmi vysoké tlaky.



Obr. 8. Šroubovaná konstrukce PHM [2]

a) s našroubovanými víky na válec, b) s přírubovými víky válce

## 1.5 Těsnění PHM

Těsnění PHM rozlišujeme především na:

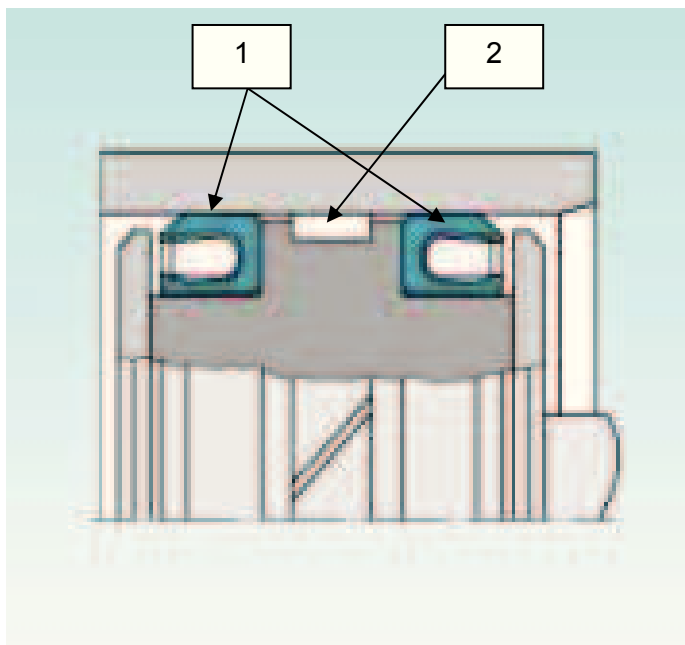
- **Nepohyblivá**, těsní součásti, které se vzájemně nepohybují (O – kroužky).
- **Pohyblivá**, těsní součásti, které se vůči sobě vzájemně pohybují (manžety typu U, V a Y, různé speciální tvary dle výrobce).

Aplikace v hydraulice kladou značné nároky na těsnění. Nejen, že musí zabránit úniku hydraulické kapaliny z hydromotoru, ale musí zároveň odolávat vysokým tlakům, extrémním teplotám a také příčným silám působícím na těsnění. Utěsnění hydraulického systému je zajištěno celou řadou komponentů.

Těsnění pístnice (Obr. 10) zabraňují úniku kapaliny z pracovního prostoru do okolního prostředí. Stírací kroužky v těsnicí sestavě přímočarého hydromotoru zajišťují stírání nečistot, cizorodých částic, prachu nebo vlhkosti z pístnice při jejím zasouvání zpět do systému a zabraňují tak kontaminaci pracovní kapaliny.

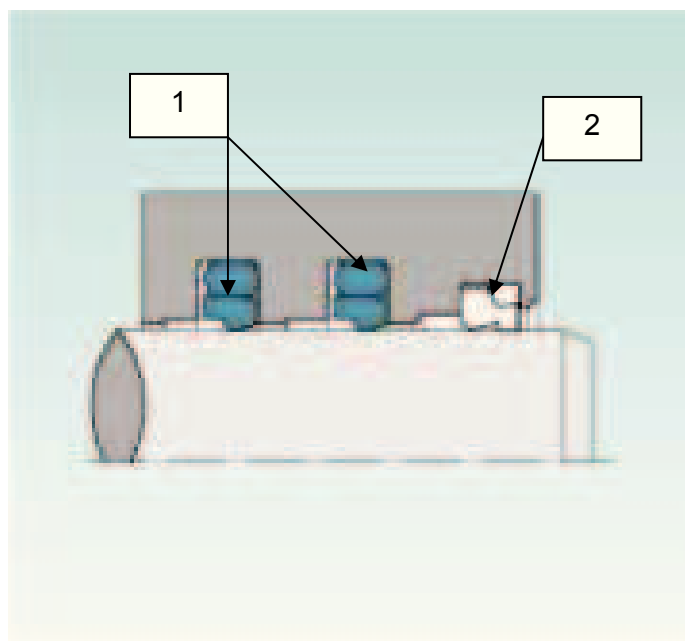
Těsnění pístu (Obr. 9) zabraňují průchodu kapaliny z jednoho pracovního prostoru do druhého přes vnější průměr pístu. Kapalina přiváděná do pracovního prostoru tak vyvozuje sílu na píst, která s ním pohybuje jedním či druhým směrem.

Dále se v kombinaci s těsnicími prvky používají tzv. vodící kroužky jejichž úlohou je vést píst a pístnici v tělese přímočarého hydromotoru, absorbovat příčné síly a zamezit kontaktu kov/kov.



Obr. 9. Příklad těsnění pístu [8]

*1 – těsnící manžety typu U, 2 – vodící kroužek*



Obr. 10. Příklad těsnění pístnice [8]

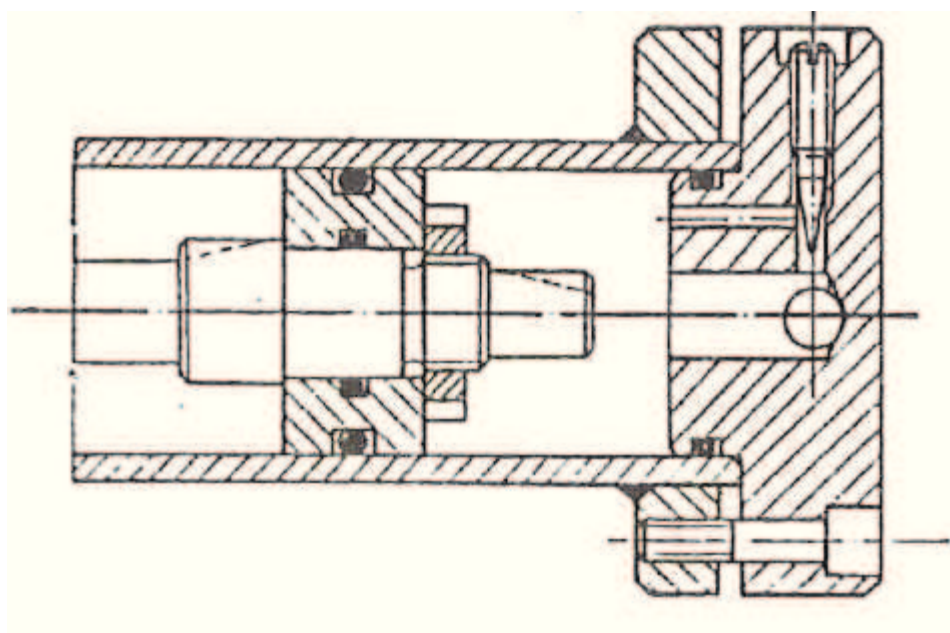
*1 – těsnící manžety předepnuté O – kroužkem, 2 – stírací kroužek*

## 1.6 Princip tlumení dorazů PHM

Jestliže není pohyb zastaven ovládacími prvky hydraulického mechanismu, musí být motory vybaveny tlumením v koncových polohách. Je to z toho důvodu, aby nedocházelo k nárazům pístu do vík velkou rychlostí, což by mělo za následek poškození jednotlivých částí hydromotoru. Tlumení se doporučuje pokud rychlost pístu překročí hodnotu  $0,1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ .

Princip tlumení spočívá v tom, že před dosednutím pístu na víko je odvod kapaliny přiškrcen a tím tedy snížena rychlost dosednutí pístu. U hydromotorů pro všeobecné použití se do víka válce montují paralelně zapojené škrťací a jednosměrné ventily Obr. 11. Jednosměrný ventil z toho důvodu, aby byl umožněn, při zpětném pohybu pístu, volný průtok kapaliny. Výhodou tohoto uspořádání je možnost případného doladění pro danou aplikaci použití. Toto řešení se však doporučuje pouze u válců použitých v nízkotlakých systémech.

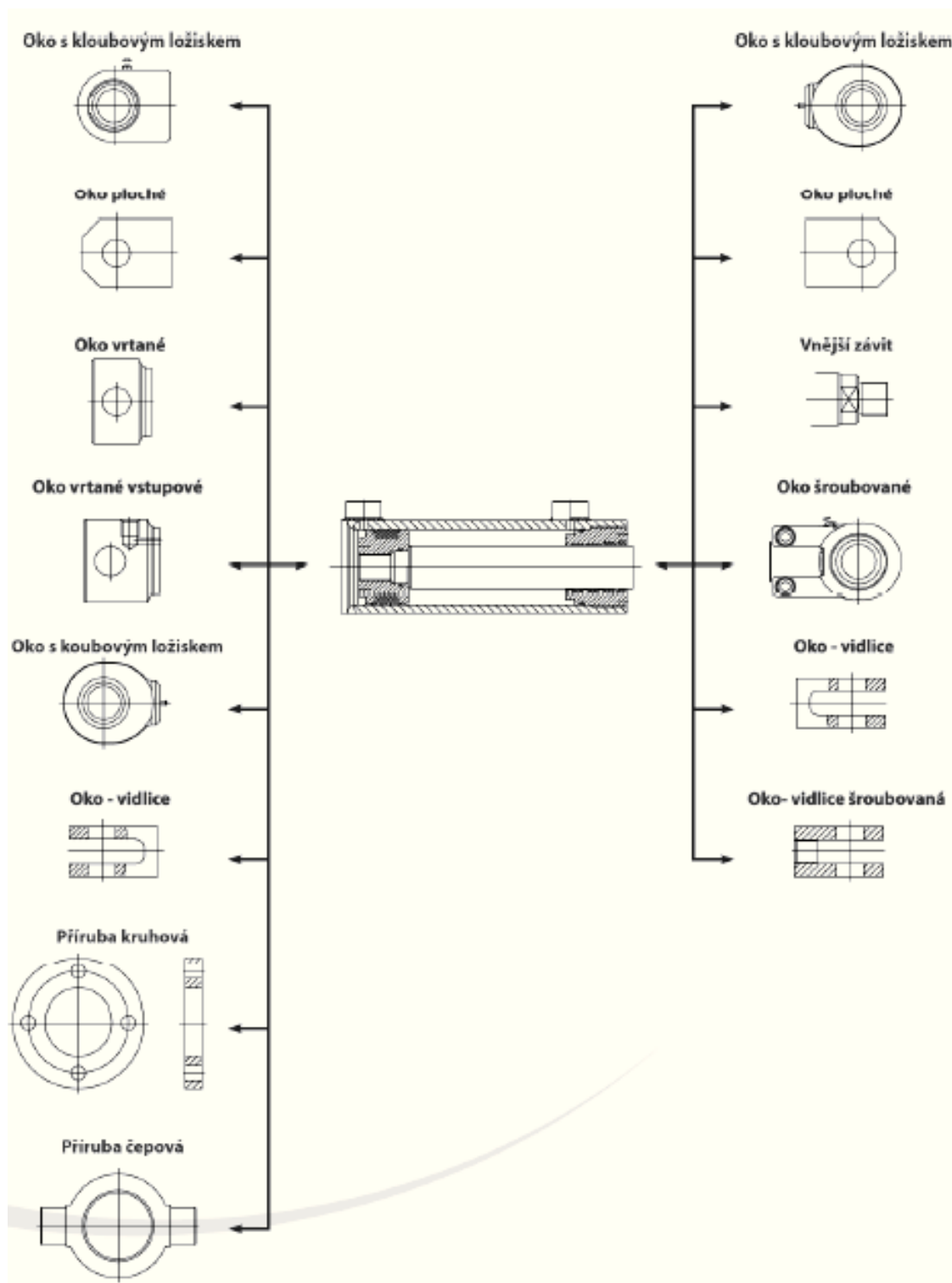
U válců konstruovaných přímo na míru pro daný typ práce se nejčastěji používá tvarové škrcení. Tj., že v koncových polohách jsou vytvořeny díry, do kterých dosedá osazení pístu s určitou mezerou a tím tak vytvoří požadované zaškrcení.



Obr. 11. Detail zatlumení pomocí škrťacího ventilu [2]

## 1.7 Ukázka různých příchycení PHM

Jako ukázkou jsem zvolil obrázek z katalogu fa CHARVÁT Group s.r.o., která vyrábí stavebnicové hydromotory, tak aby se je zákazník mohl přizpůsobit vlastním požadavkům.



Obr. 12. Ukázka různých druhů uchycení PHM [11]

## 1.8 Teoretické výstupy pro návrh PHM

### 1.8.1 Technické požadavky na PHM

PHM budou připojeny na hydraulický systém s parametry:

- Jmenovitý pracovní tlak:  $p = 32$  [MPa]
- Tlak nastavený na pojistném ventilu:  $p_{PV} = 40$  [MPa]

PHM musí zajistit, aby nakladač byl schopen při maximálním vyložení zdvihnout břemeno o hmotnosti  $m = 3000$  [kg].

Dále musí být zajištěny rozměrové požadavky a to:

- Vzdálenost os čepů PHM:
  - Minimální:  $L_{\check{c}min} = 1340$  [mm]
  - Maximální:  $L_{\check{c}max} = 2190$  [mm]

Odtud tedy plyne potřebný zdvih PHM a to  $L = 850$  [mm].

### 1.8.2 Těleso PHM

Těleso PHM bude zhotoveno z bezešvé trubky. Těleso je možné buď vyrobit vlastními silami z polotovaru nebo zakoupit s již opracovaným vnitřním povrchem. V dnešní době je na trhu mnoho firem, které mají v sortimentu trubky různých průměrů a délek, které jsou již opracované na požadovanou jakost povrchu.

Pro můj návrh budu polotovar pro výrobu tělesa „nakupovat“ a to od [9]. Upravovat se bude pouze délkově a tvarově pro připojení vík.

### 1.8.3 Víka PHM

Přípevnění spodního víka jsem z důvodu zjednodušení konstrukce a snížení počtu použitých součástí zvolil svařováním. Na víko bude též přivařeno oko pro uchycení PHM.

Vrchní víko bude připevněno našroubováním, a to z důvodu použití velkého pracovního tlaku. Jelikož předpokládám velký průměr pístu a tím i trubky víko bude provedeno jako příruba a bude se připevňovat za pomoci šroubů, aby bylo jednodušší PHM lépe rozebírat z důvodu možných budoucích servisních zásahů.

### 1.8.4 Píst a pístnice

Bude použita chromovaná pístní tyč, která bude zakoupena od [9]. Její úprava bude spočívat pouze v konstrukční úpravě pro přichycení oka a pístu. Píst bude na pístnici přišroubován a oko přivařeno.

### 1.8.5 Použití a uchycení PHM

PHM budou sloužit jako pohony ramen pojízdného nakladače. Každé rameno bude poháněno dvěma motory. Jejich umístění viz Obr. 13. Upevnění PHM bude pomocí ok s kloubovými ložisky na válcových čepech.



Obr. 13. Nakladač s už umístěnými PHM

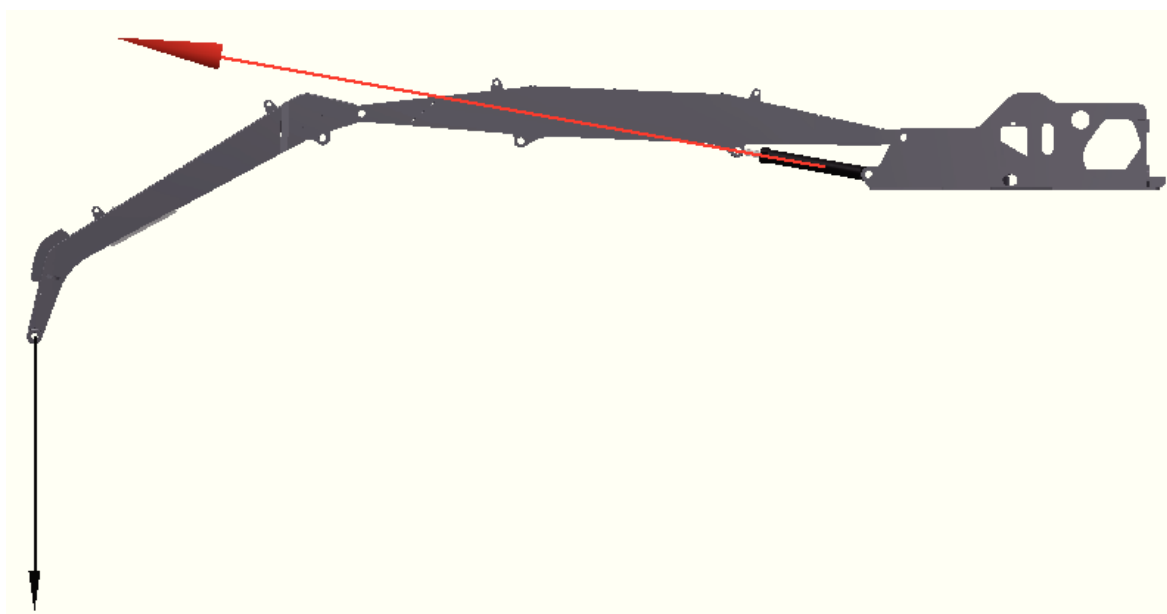
## 2 Vlastní návrh PHM výložníku

### 2.1 Stanovení potřebné síly

Pro zjištění potřebných sil jsem se rozhodl použít systémové prostředí *Dynamická simulace* v programu Autodesk Inventor 2014.

Pro lepší orientaci jsem si celkový model nakladače zjednodušil pouze na základový rám, výložník a násadu.

Zavedl jsem dvě síly. Černě znázorněná šipka simuluje zatížení o velikosti 29 430 [N] což odpovídá požadovaným 3000 [kg]. Červená šipka znázorňuje požadovanou sílu, kterou musí vyvodit PHM pro zdvih výložníku s ramenem při plném vyložení

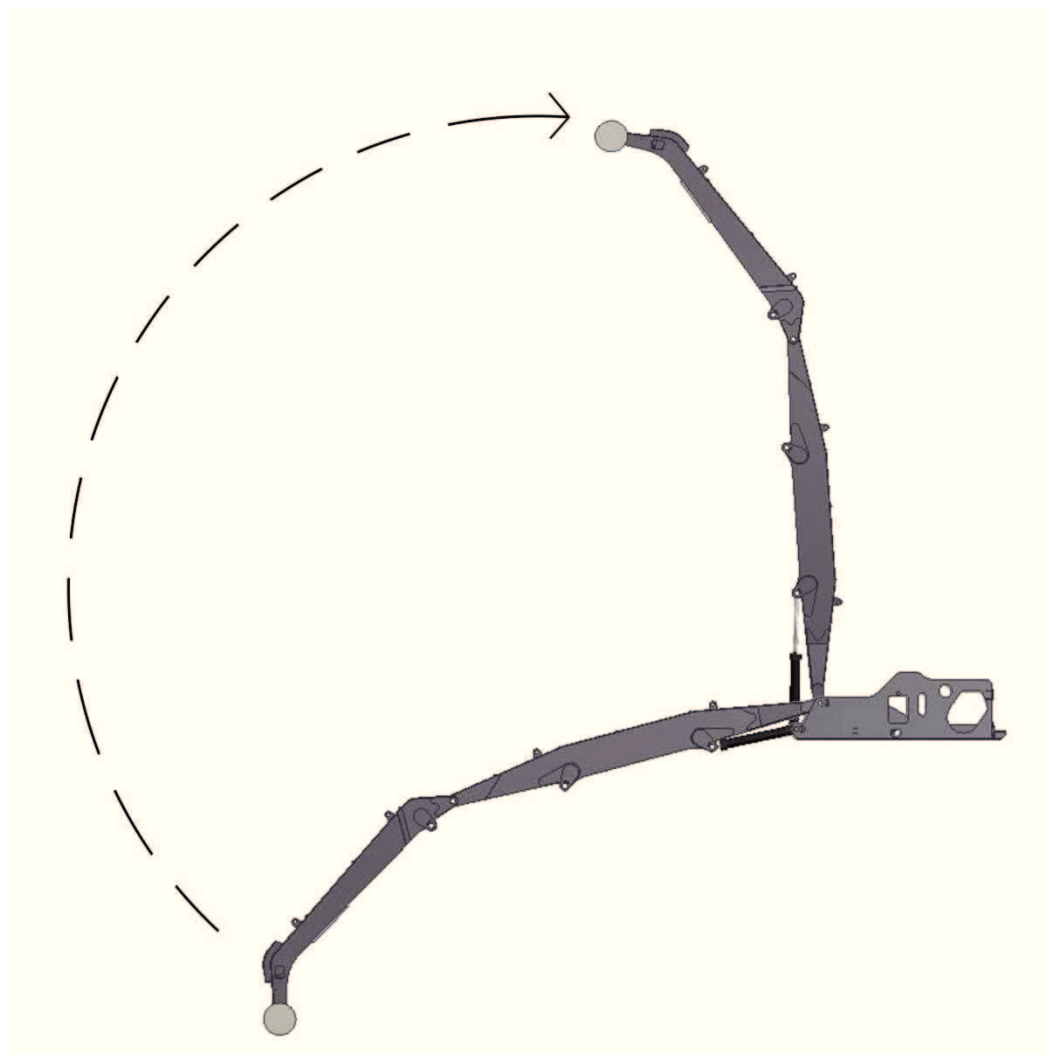


Obr. 14. Model pro simulaci

V aplikaci je nejdůležitější zapnutí gravitace, která je defaultně vypnuta, a nastavení jejího správného směru. A dále je potřeba při definování pohybů nastavit rychlost výsuvu pístnice.

Násada byla k výložníku zavazbena pevně s tím, že byly dodrženy maximální rozměry vzdálenosti os čepů PHM pro její pohon, tj. 2155 [mm]. Výložník k rámu byl zavazben kloubovou vazbou. Dále jsem si pro názornost vymodeloval zjednodušený model PHM pro pohon výložníku a zavazbil ho tak, aby simuloval skutečné podmínky provozu.

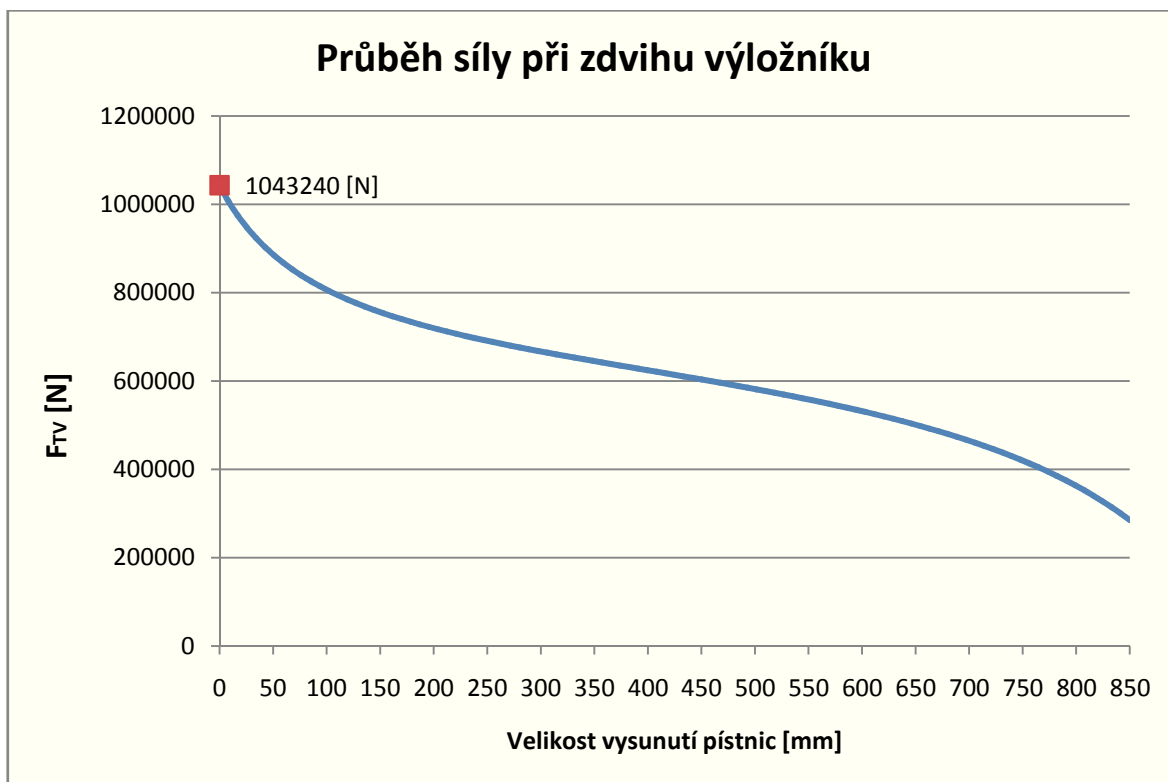
Aplikace si však nedokázala poradit s použitím dvou PHM, a tak jsem pro zjednodušení použil pouze jeden. Proto musím brát zřetel na to, že výslednou sílu musí vyvodit dva PHM a tak pro návrh jednoho PHM ji musím podělit na polovinu.



Obr. 15. Naznačení pohybu z počáteční do koncové polohy při výpočtu

Aplikace pohyb rozložila na 100 jednotlivých kroků. Výsledky jsem si vyexportoval do programu Excel, kde jsem jednotlivé kroky převedl na rozměr délky výsuvu pístnice.





Obr. 16. Graf průběhu síly potřebné pro zdvih výložníku

V grafu je naznačena maximální hodnota potřebné síly 1 043 240 [N]. Síla však od počátku zdvihu strmě klesá. U nakladače se předpokládá práce na prakticky rovinném povrchu a nebude sloužit pro nakládku (vykládku) z níže položených míst jako je např. vykládka lodí z mola atd. Proto po dohodě se zadavatelem JM Penta s.r.o. byla stanovena požadovaná maximální síla na hodnotu  $F_{TV} = 800\,000$  [N].

Tato hodnota je však teoretická, protože v simulaci nebyly zohledněny mechanické ztráty v PHM, tření ložisek v uchycení PHM, síla potřebná pro vyprázdnění opačného pracovního prostoru pístu a čepové tření výložník / základní rám. Z těchto důvodů jsem se sílu rozhodl navýšit o 10%.

#### Potřebná síla pro zdvih výložníku

$$F_V = 1,1 \cdot F_{TV} = 1,1 \cdot 800\,000 = 880\,000 \text{ N} \quad (7)$$

#### Potřebná síla jedno PHM

$$F_{V1} = \frac{1}{2} \cdot F_V = \frac{1}{2} \cdot 880\,000 = 440\,000 \text{ N} \quad (8)$$

## 2.2 Návrh základních rozměrů PHM výložníku

### 2.2.1 Průměr pístu

Průměr pístu vypočteme z pracovního tlaku a z požadované síly vyvozené PHM. Hydraulický systém nakladače pracuje s tlakem  $p = 32$  [MPa]. Je u něj však možnost krátkodobě zvýšit tlak na  $p_{PV} = 40$  [MPa]. Což se používá zpočátku zdvihu těžkého břemene. Průměr pístu by se měl pohybovat někde mezi  $d_1$  a  $d_2$ .

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{V1}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 440000}{\pi \cdot 32}} = 132,3 \text{ mm} \quad (9)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4F_{V1}}{\pi \cdot p_{PV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 440000}{\pi \cdot 40}} = 118,3 \text{ mm} \quad (10)$$

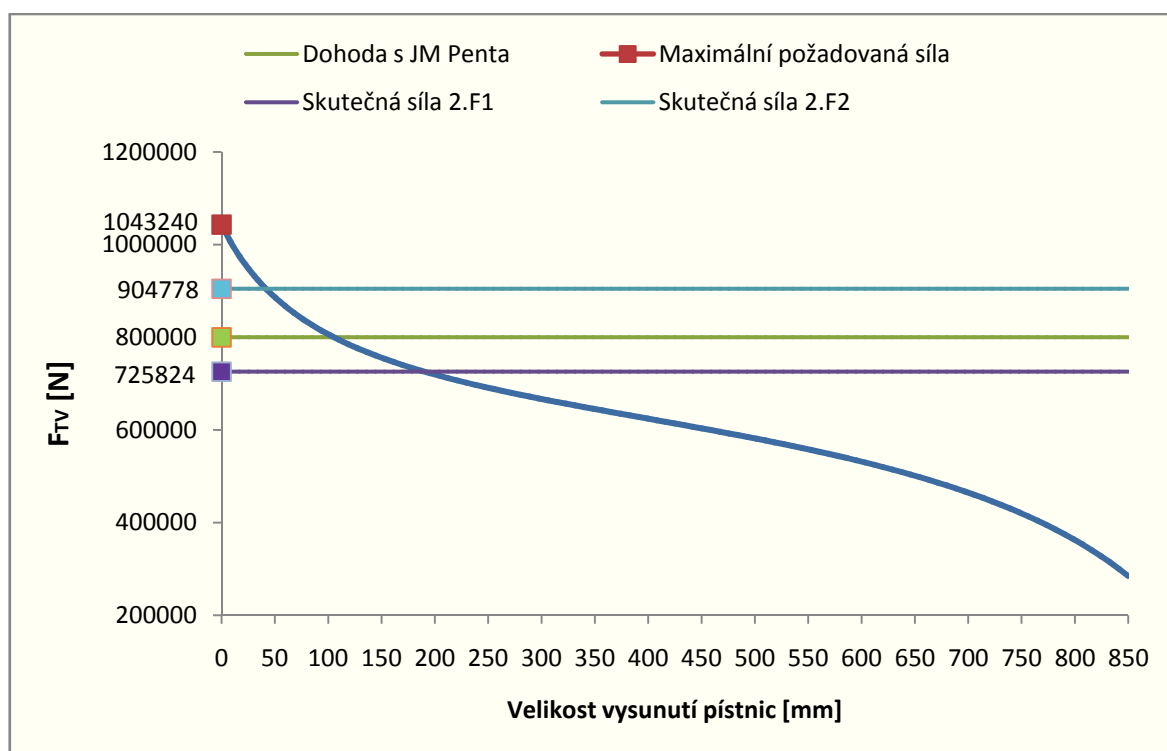
Průměr pístu motorů výložníku volím  $d = 120$  mm

Skutečná síla vyvozená na pístu z tlaku  $p$

$$F_{S1} = p \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 32 \cdot \frac{\pi}{4} 120^2 = 362912 \text{ N} \quad (11)$$

Skutečná síla vyvozená na pístu z tlaku  $p_{PV}$

$$F_{S2} = p_{PV} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 40 \cdot \frac{\pi}{4} 120^2 = 452389 \text{ N} \quad (12)$$



Obr. 17. Zakreslení skutečných sil do grafu.

Pro pohyb výložníku síly vyhovují.

## 2.2.2 Tloušťka stěny válce

Pro návrh tloušťky stěny je potřebné znát maximální zkušební tlak HM. Dle literatury [1] se uvádí hodnota zkušebního tlaku jako 1,5 násobek maximálního pracovního tlaku, tedy:

$$p_{max} = 1,5 \cdot p_{PV} = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ MPa} \quad (13)$$

Trubky se vyrábějí v normalizovaných rozměrech, tak tedy nebudu navrhovat tloušťku, ale provedu kontrolu tloušťky odpovídající zvolenému průměru pístu tedy vnitřnímu průměru trubky.

Zvolenému průměru pístu  $d = 120$  [mm], tedy vnitřnímu průměru trubky, odpovídá trubka o rozměrech s vnějším průměrem  $D = 140, 145, 150$  a  $170$  [mm]. Vnější průměr jsem zvolil  $D = 150$  [mm].

Jako polotovár tělesa jsem zvolil trubku z oceli ST52.3 BK+S dle DIN 2391 od [9], která je dle ČSN podobná oceli s označením 11 523 a podle EN E355SR. Jedná se o nízkouhlíkovou třídu oceli se zaručenou svařitelností. Její vlastnosti jsou:

Tab. 1. Mechanické vlastnosti materiálu tělesa motoru [9]

Chemické složení				
C %	Mn %	Si %	P %	S %
max 0,22	max. 1,60	max. 0,55	max. 0,025	max. 0,025
Mechanické vlastnosti				
Mez pevnosti Rm [MPa]		Mez kluzu Re [MPa]		
min. 590		min. 450		

Je potřeba vypočítat radiální  $\sigma_r$  a tečné  $\sigma_t$  napětí na vnějším a vnitřním povrchu trubky. Výpočet je proveden dle literatury [4].

### Napětí na vnitřním povrchu

$$\sigma_{r1} = -p_{max} = -60 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\sigma_{t1} = p_{max} \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} = 60 \cdot \frac{75^2 + 60^2}{75^2 - 60^2} = 273,3 \text{ MPa} \quad (15)$$

### Redukované napětí na vnitřním povrchu dle Gesta

$$\sigma_{red1} = \sigma_{t1} - \sigma_{r1} = 273,3 - (-60) = 333,3 \text{ MPa} \quad (16)$$

### Napětí na vnějším povrchu

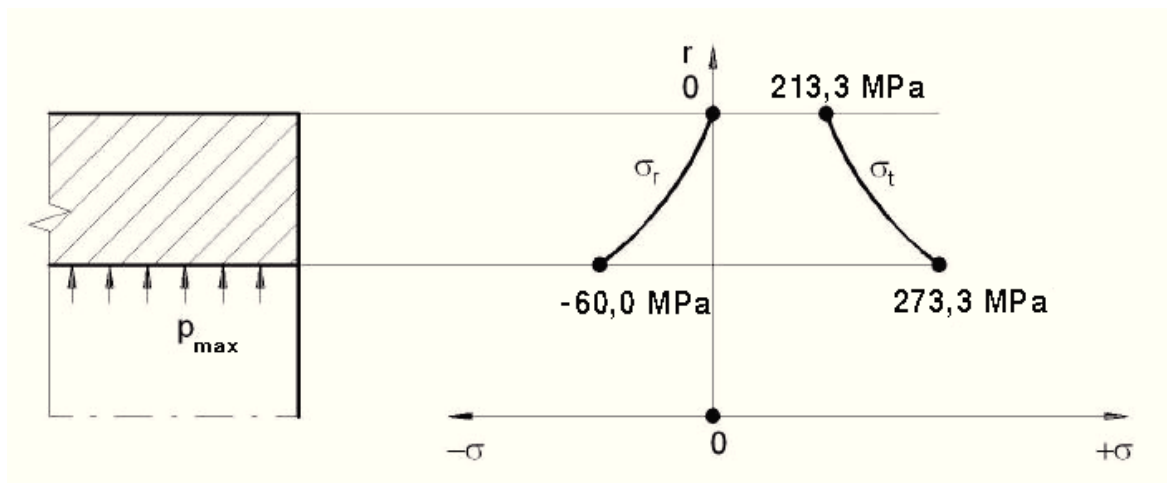
$$\sigma_{r2} = 0 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$\sigma_{t2} = p_{max} \cdot \frac{2 \cdot r^2}{R^2 - r^2} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 60^2}{75^2 - 60^2} = 213,3 \text{ MPa} \quad (18)$$

### Redukované napětí na vnějším povrchu dle Guesta

$$\sigma_{red2} = \sigma_{t2} - \sigma_{r2} = 213,3 - 0 = 213,3 \text{ MPa} \quad (19)$$

Průběh napětí ve stěně tělesa je schematicky znázorněn na Obr. 18.



Obr. 18. Znázornění napětí v tělese (obr. není v měřítku)

### Maximální redukované

$$\sigma_{redmax} = \sigma_{red1} = 333,3 \text{ MPa} \quad (20)$$

### Bezpečnost tloušťky stěny tělesa motoru při $p_{max}$

$$k_{T1} = \frac{Re}{\sigma_{redmax}} = \frac{450}{333,3} = 1,35 \quad (21)$$

### Bezpečnost provozu při max. pracovním tlaku $p_{pv}$

$$k_{T2} = 1,5 \cdot k_{T1} = 1,5 \cdot 1,35 = 2,0 \quad (22)$$

Těleso válce pro provoz vyhovuje.

### 2.2.3 Průměr pístní tyče

Polotovár pro výrobu pístní tyče jsem zvolil z oceli 20MnV6 od [9], která je podle ČSN podobná oceli 13 220. Jedná se o vanadiovou ocel, normalizovanou, s vyšší průtažností a zlepšenou svařitelností a obrobitelností. Její vlastnosti jsou

Tab. 2. Mechanické vlastnosti materiálu pístní tyče [9]

Chemické složení					
C %	Mn %	Si %	P %	S %	V %
0,16 - 0,22	1,30 - 1,70	max. 0,55	max. 0,035	max. 0,035	0,10 - 0,20
Mechanické vlastnosti					
Mez pevnosti Rm [MPa]			Mez kluzu Re [MPa]		
600 - 750			min. 390		

Předpokládám, že pístní tyč bude namáhána kombinovaně na tlak a ohyb. Pro pružný rozsah při namáhání na vzpěr platí Eulerův vztah pro výpočet kritické síly (rov. 23).

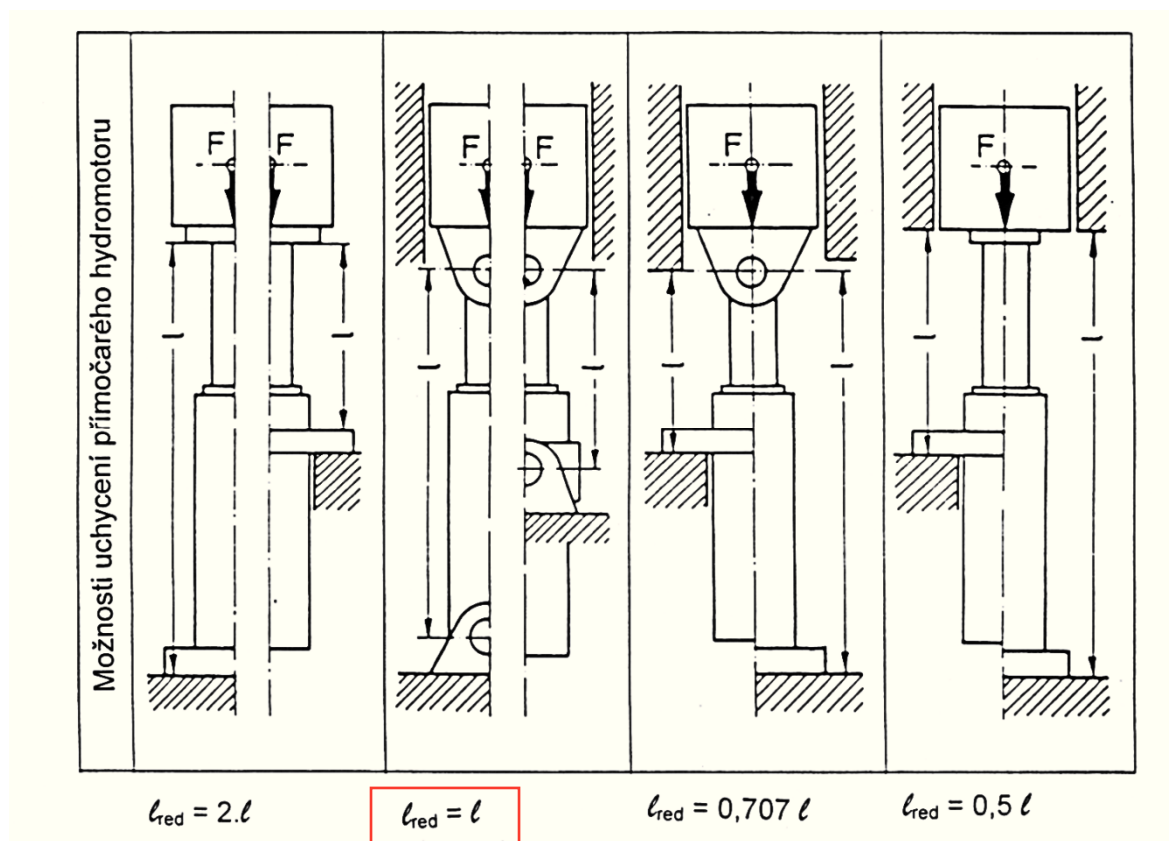
#### Kritická síla

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 E \cdot J}{l_{red}^2} [N] \quad (23)$$

Kde:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  [MPa] – modul pružnosti oceli v tahu

$J$  [mm<sup>4</sup>] – moment setrvačnosti plochy prutu

$l_{red}$  [mm] – redukovaná délka prutu dle jeho uchycení (Obr. 19)



Obr. 19. Určení redukované délky v závislosti na uchycení PHM [1]

### Moment setrvačnosti plochy pro kruhový průřez

$$J = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} [mm^4] \quad (24)$$

### Míra bezpečnosti provozu

$$k_P \leq \frac{F_{KR}}{F_{V1}} \quad (25)$$

Dle [3] se doporučuje hodnota  $k_P = (1,5 \text{ až } 2)$ . Pro výpočet volím  $k_P = 1,7$ .

Po sjednocení výše uvedených rovnic je možné vytknout minimální průměr pístnice

$$d_{Pmin} \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k_P \cdot F_{S2} \cdot L_{\check{c}max}^2}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1,7 \cdot 452389 \cdot 2190^2}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 77,6 \text{ mm} \quad (26)$$

Průměr pístní tyče motoru výložníku volím  $d_P = 75 [mm]$ .

### **Zpětná kontrola zvoleného průměru**

Kontrola na vzpěrnou pevnost se rozlišuje podle štíhlosti prutu, a to podle následujících pravidel

$$\begin{aligned} \lambda \leq 40 &\rightarrow \text{kontrola na prostý tah a tlak} \\ 40 < \lambda \leq \lambda_m &\rightarrow \text{kontrola dle Tetmajera} \\ \lambda > \lambda_m &\rightarrow \text{kontrola dle Eulera} \end{aligned} \quad (27)$$

Kde:  $\lambda$  – štíhlost prutu

$\lambda_m$  – mezní štíhlost prutu

### Poloměr setrvačnosti plochy pístnice

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_P^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_P^2}{4}}} = \frac{d_{PV}}{4} = \frac{75}{4} = 18,75 \text{ mm} \quad (28)$$

### Štíhlost pístnice

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{L_{\check{c}max}}{i} = \frac{2190}{18,75} = 116,8 \quad (29)$$

### Mezní štíhlost pístnice

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,5 \cdot Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,5 \cdot 390}} = 103,1 \quad (30)$$

### Srovnání štíhlosti

$$\lambda = 116,8 > \lambda_m = 103,1 \rightarrow \text{kontrola dle Eulera} \quad (31)$$

#### Moment setrvačnosti plochy pístnice

$$J = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} = \frac{\pi \cdot 75^4}{64} = 1553156 \text{ mm}^4 \quad (32)$$

#### Výpočet kritické síly

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 E \cdot J}{L_{\check{c}max}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1553156}{2190^2} = 671191 \text{ N} \quad (33)$$

#### Výsledná bezpečnost provozu pístnice

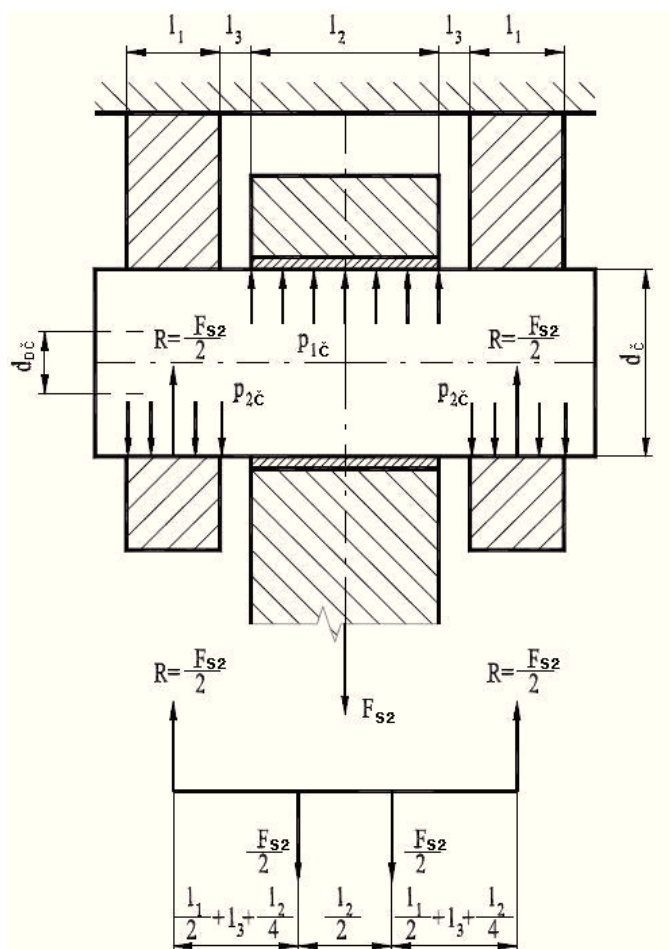
$$k_P = \frac{F_{KR}}{F_{S2}} = \frac{671191}{452389} = 1,50 \quad (34)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti provozu  $k_P$  je v rozmezí doporučených hodnot bezpečnosti (1,5 až 2), průměr pístní tyče tedy vyhovuje.

## 2.2.4 Průměr čepů uchycení

Uchycení je schematicky znázorněno na Obr. 20. Vzhledem na průměr písní tyče  $d_p = 75$  [mm], volím hodnotu  $l_2 = 70$  [mm]. Rozměr  $l_3$  je z konstrukčního hlediska odhadnut na 3 [mm]. A rozměr  $l_1$  volím v závislosti k rozměru  $l_2$ , a to že  $l_2 = 2l_1$ .

Dále je nutné počítat s tím, že skrz čep je potřeba mazat vnitřní stykové plochy čepu a ložiska a čepu s pouzdry ve kterých bude uložen. A tak po zvolení průměru čepu je potřeba jej ještě zkontrolovat jako dutý čep. Předpokládám maznici M8, a tak díra pro mazání bude  $d_{dč} = 6,5$  [mm].



Obr. 20. Schematické uložení a průběhy zatížení čepu

### Maximální ohybový moment

$$M_{o_{max}} = \frac{F_{s2}}{2} \cdot \left( \frac{l_1}{2} + l_3 + \frac{l_2}{4} \right) = \frac{452389}{2} \cdot \left( \frac{30}{2} + 3 + \frac{70}{4} \right) = 8029905 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (35)$$

### Maximální ohybové napětí

Vypočteme z podmínky pro bezpečnost provozu, kde součinitel bezpečnosti volím  $k_{č} = 1,5$ . Jako materiál čepu jsem zvolil ocel 11 700 s  $Re = 380$  [MPa].

$$k_{č} = \frac{Re}{\sigma_{o_{max}}} \geq 1,5 \rightarrow \sigma_{o_{max}} \leq \frac{Re_{č}}{1,5} = \frac{380}{1,5} = 253 \text{ MPa} \quad (36)$$



### Průměr plného čepu

Průměr čepu vypočteme z rovnice pro skutečné ohybové napětí v čepu, kde za velikost ohybového napětí  $\sigma_{o\check{c}}$  dosadíme maximální dovolené napětí  $\sigma_{o\max\check{c}}$ .

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\max}}{W_{o\check{c}}} = \frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi d_{\check{c}}^3} \rightarrow d_{\check{c}} \quad (37)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \sigma_{o\max}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8029905}{\pi \cdot 253}} = 68,6 \text{ mm} \quad (38)$$

Jako průměr čepu volím  $d_{\check{c}} = 70 \text{ [mm]}$ .

### **Zpětná kontrola dutého čepu**

Kontrola se změní pouze ve výpočtu průřezového modulu v ohybu, který má tvar (rov. 39) a jeho hodnota je

$$W_{oD\check{c}} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{a\check{c}}}{d_{\check{c}}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{32} \cdot 70^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{6,5}{70} \right)^4 \right] = 33671,4 \text{ mm}^4 \quad (39)$$

### Skutečné ohybové napětí dutého čepu

Musí být menší než maximální dovolené napětí v ohybu v závislosti k bezpečnosti provozu.

$$\sigma_{oD\check{c}} = \frac{M_{o\max\check{c}}}{W_{oD\check{c}}} = \frac{8029905}{33671,4} = 238,5 \text{ MPa} \quad (40)$$

### Výsledná bezpečnost provozu dutého čepu

$$k_{\check{c}} = \frac{Re_{\check{c}}}{\sigma_{oD\check{c}}} = \frac{380}{238,5} = 1,59 \quad (41)$$

### Maximální tlak ve stykových plochách

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{S2}}{d_{\check{c}} \cdot l_2} = \frac{452389}{70 \cdot 60} = 107,7 \text{ MPa} \quad (42)$$

Navržený průměr čepů pro uchycení PHM vyhovuje

## 2.3 Návrh ostatních prvků PHM

### 2.3.1 Ložiska

Pro uchycení PHM je zapotřebí radiálních kloubových ložisek, která se v průběhu provozu domazávají. Domazávání je řešeno buď jako ruční nebo jsou stroje vybaveny jednotkou centrálního mazání (tento případ).



Obr. 21. Radiální kloubové ložisko [12]

Pro výpočet jsem zvolil aplikaci na stránkách výrobce [12]. Do této aplikace se zadávají následující hodnoty:

- Velikost a typ působení zatěžující síly
- Provozní teplota
- Frekvence pohybu
- Stupeň oscilace
- Frekvence domazávání

#### Velikost a typ zatěžující síly

Jedná se čistě o radiální sílu, která má maximální velikost  $F_{S2} = 452\,389$  [N]. Její velikost není konstantní, protože nakladač nemanipuluje stále se stejně těžkým břemenem, ale do výpočtu zavedu její maximální hodnotu.

### Provozní teplota

Stroj bude pracovat ve venkovním provozu, a tak do výpočtu zavedu hodnotu 50°C.

### Stupeň oscilace

Výložník se při plném zdvihu otočí cca o 90°. Tuto hodnotu použiju ve výpočtu.

### Frekvence pohybu

Frekvence pohybu je definována jako poměr čtyř-násobku úhlu oscilace a rychlosti pohybu ložiska.

Rychlost otáčení ložisek, lze vyčíst z dynamické simulace pro výpočet potřebné síly. Rychlost otáčení ložisek odpovídá rychlosti výsuvu pístnice, jejíž maximum bylo stanoveno na 0,5 [m.s<sup>-1</sup>]. Rychlost otáčení ložiska válec/rám je 61,23 [deg.s<sup>-1</sup>] a ložiska pístnice/výložník je 15,56 [deg.s<sup>-1</sup>]. Pro ložisko je horší pracovat s nižší rychlostí, budu tedy počítat s rychlostí 15,56 [deg.s<sup>-1</sup>].

$$f = \frac{4 \cdot 90}{15,56} \cdot \frac{1}{60} = 0,386 [\text{min}^{-1}] \quad (43)$$

### Frekvence domazávání

Nakladač bude vybaven jednotkou centrálního mazání, která zajišťuje mazání každé dvě hodiny po dobu 2 minut.

### **Výsledná trvanlivost ložiska**

Výpočet jsem provedl pro ložisko, které jsem určil pomocí průměru čepů uchycení a to typ GE-70-FO-2RS s parametry viz Tab. 3.

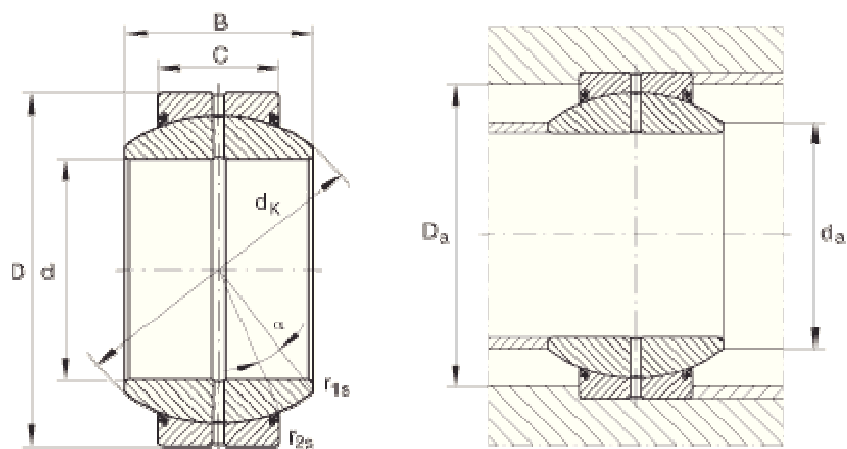
Tab. 3. Vlastnosti ložiska typu GE-70-FO-2RS

Vnitřní průměr	d	70	mm
Vnější průměr	D	120	mm
Šířka	B	70	mm
Statická únosnost	C	400000	N
Dynamická únosnost	C <sub>0</sub>	2000000	N
Materiál	ocel/ocel		

Výpočet se však nezdařil z důvodu vzniku nepřipustného tlaku v ložisku. Tlak kles na přípustnou hodnotu až u ložiska typu GE-110-FO-2RS. Tento rozměr mi však připadal moc velký v porovnání s ostatními prvky PHM, proto jsem se informoval u různých výrobců PHM. Většina z nich pro stejnou tlakovou a rozměrovou (tedy i silovou) řadu PHM používá ložiska typu GE-70.

Je to nejspíše z toho důvodu, že ložiska nejsou stále zatížena maximální silou. Síla kolísá v závislosti od manipulovaného břemene. A občasné přetížení ložiska je přípustné.

Proto i já volím ložiska typu GE-70-FO-2RS.



Obr. 22. Schéma ložiska typu GE [12]

Tab. 4. Rozměry ložiska typu GE-70-FO-2RS [12]

$d$	70	mm
$D$	120	mm
$B$	70	mm
$C$	45	mm
$D_{a_{min}}$	99	mm
$d_{a_{max}}$	78,2	mm
$d_K$	105	mm
$r_{1s}$	1	mm
$r_{2s}$	1	mm
$\alpha$	16	°

### 2.3.2 Šrouby víka

Šrouby víka musí být navrženy tak, aby odolaly statickému namáhání při zkoušení PHM tlakem  $p_{\max}$  a dynamickému namáhání při pracovních cyklech PHM s maximálním pracovním tlakem  $p_{pV}$ .

Předběžný návrh šroubů víka je tedy ze síly, která se vyvine při zkoušení PHM zkušebním tlakem  $p_{\max} = 60$  [MPa].

#### Síla na celé víko

$$F_{pmax} = p_{max} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 60 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 120^2 = 678584 \text{ N} \quad (44)$$

#### **Návrh rozměru šroubu**

Pro přišroubování víka jsem zvolil počet šroubů  $i = 12$  a pevnost 10.9, které odpovídá mez kluzu  $Re = 900$  [MPa]. Statickou bezpečnost jsem zvolil jako hodnotu  $k_{S\check{S}} = 1,5$ , byla zvolena takto nízká, protože touto silou bude PHM zatížen pouze jednou a jen po dobu několika sekund, jinak bude pracovat s nižším tlakem.

#### Síla na jeden šroub

$$F_{pmax1} = \frac{F_{pmax}}{i} = \frac{678584}{12} = 56549 \text{ N} \quad (45)$$

#### Minimální průměr jádra šroubu

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pmax1} \cdot k_{S\check{S}}}{\pi \cdot Re}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 56549 \cdot 1,5}{\pi \cdot 900}} = 10,95 \text{ mm} \quad (46)$$

Volím šroub M16 dle DIN 912 (ČSN EN ISO 4762) jehož rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5. Rozměry zvoleného šroubu

P	1,5	mm
d	16	mm
d <sub>1</sub>	14,376	mm
d <sub>2</sub>	15,026	mm
d <sub>3</sub>	14,16	mm

## Stanovení minimálního počtu nosných závitů

Pro stanovení délky zašroubování vycházím z maximálního dovoleného tlaku v závitech  $p_{zdov}$  (rov. 47). V literatuře [3] se uvádí pro šrouby a matice pevnosti 10.9 hodnota až 200 [MPa], ale šroub je zašroubován do tělesa PHM, který je vyroben z materiálu ST 52. Ten se svými mechanickými vlastnostmi blíží materiálu matic pevnosti 6.8. Literatura [5] uvádí dovolený tlak v závitech u šroubů a matic pevnosti 6.8 110 MPa. Pro výpočet jsem se rozhodl tuto hodnotu v rámci bezpečnosti snížit na 90 MPa.

$$p = \frac{F_{Pmax1}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{zdov} \quad (47)$$

Kde:  $z$  [1] – počet závitů  
 $H_1$  [mm] – výška závitu

$$z \geq \frac{F_{Pmax1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{F_{Pmax1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}} = \frac{2 \cdot 56549}{90 \cdot \pi \cdot 15,026 \cdot (16 - 14,376)} = 16,4 \quad (48)$$

Jako počet nosných závitů jsem zvolil hodnotu  $z = 20$

## Minimální délka zašroubování

$$L_s = z \cdot P = 20 \cdot 1,5 = 30 \text{ mm} \quad (49)$$

Odtud zvolená délka šroubu, a to M16 x 65

## Výpočet silových poměrů ve šroubu

### Stanovení tuhosti příruby

$$c_p = \frac{E}{l_p} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_r^2 - d_0^2) = \frac{2,1 \cdot 10^5}{25} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (36,5^2 - 17^2) = 6,88 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (50)$$

Kde:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  [MPa] – modul pružnosti oceli  
 $l_p$  [mm] – tloušťka příruby  
 $D_r$  [mm] – redukovaný průměr příruby  
 $d_0 = 17$  [mm] – díra pro šroub

$$D_r = s + 0,5l_p = 24 + 0,5 \cdot 25 = 36,5 \text{ mm} \quad (51)$$

Kde:  $l_p$  [mm] – tloušťka příruby  
 $s$  [mm] – otvor klíče (v mém případě průměr hlavy  $d_k = 24$  [mm])

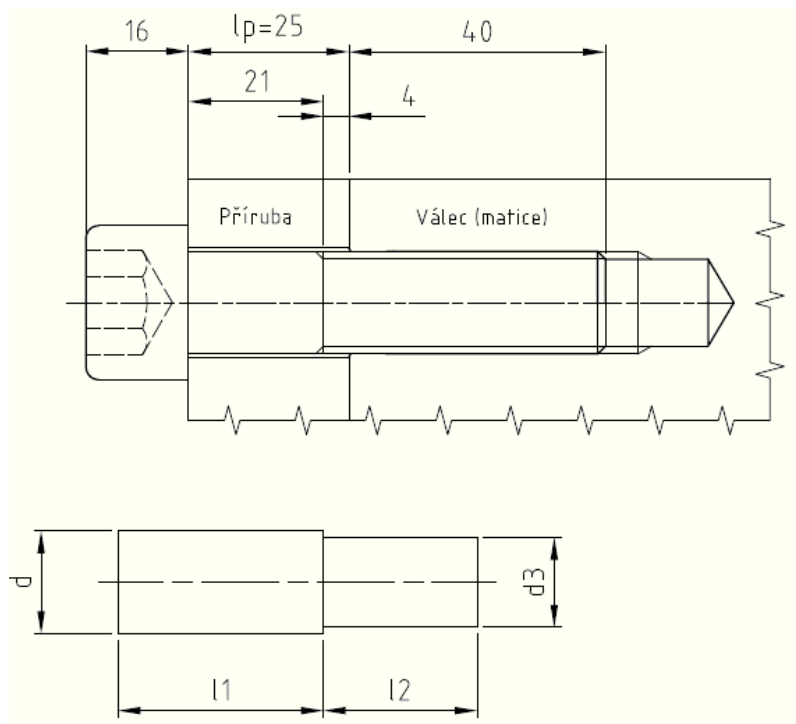
Pro stanovení konstanty tuhosti je nejprve potřeba zvolit si tloušťku příruby. Zvolil jsem tloušťku  $l_p = 25$  [mm]. Dále je potřeba vypočítat redukovaný průměr spojované součásti  $D_r$ , pro který literatura [4] uvádí vztah (rov. 51). Tento vztah je však pro výpočet při spojování součásti šroubem se šestihrannou hlavou. Já používám šroub s válcovou hlavou, a tak jsem místo otvoru klíče dosadil průměr hlavy šroubu  $d_k$ .

### Stanovení tuhosti šroubu

$$c_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^2 \frac{1}{c_i}} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left( \frac{l_1}{d^2} + \frac{l_2}{d_3^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left( \frac{31,7}{16^2} + \frac{24}{14,16^2} \right)} = 0,68 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (52)$$

Kde:  $l_1$  [mm] – délka deformované části s průměrem  $d$   
 $l_2$  [mm] – délka deformované části s průměrem  $d_3$

Konstanta tuhosti šroubu se určí z rozměrů při jeho zástavbě (Obr. 23). Je nutné stanovit délky  $l_1$  a  $l_2$ , které figurují ve výpočtu.



Obr. 23. Schéma zástavby šroubu pro určení konstanty tuhosti

Šroub se deformuje až do 2/3 výšky hlavy a do 1/2 výšky matice (tedy délky zašroubování). Délky  $l_1$  a  $l_2$  reprezentují deformovaný válec o průměrech  $d = 16$  [mm] a  $d_3 = 14,16$  [mm].

$$l_1 = \frac{2}{3} \cdot 16 + 21 = 31,7 \text{ mm} \quad (53)$$

$$l_2 = 4 + \frac{40}{2} = 24 \text{ mm} \quad (54)$$

### Maximální provozní síla

Odpovídá maximálnímu provoznímu tlaku  $p_{PV}$ , která byla vypočtena v kap. 2.2.1, tedy  $F_{S2} = 452389$  [N]. Tato síla se rovnoměrně rozloží po obvodu příruby na všechny šrouby. Síla na jeden šroub je tedy

$$F_{P1} = \frac{F_{S2}}{i} = \frac{452389}{12} = 37699 \text{ N} \quad (55)$$

### Stanovení minimální síly v sevřených částech

Minimální síla v sevřených částech se odvodí z maximální provozní síly a součinitele těsnosti jehož hodnoty jsou  $\psi = (0,3 \text{ až } 1,3)$  [6]. Jelikož předpokládám, že víko bude opatřeno těsněním (O-kroužkem), zvolil jsem nižší hodnotu součinitele a to  $\psi = 0,5$ .

$$F_{min} = F_{P1} \cdot \psi = 37699 \cdot 0,5 = 18850 \text{ N} \quad (56)$$

### Potřebné přepětí ve šroubu

$$F_o = F_{min} + F_{P1} \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} = 37699 + 18850 \cdot \frac{6,88 \cdot 10^6}{0,68 \cdot 10^6 + 6,88 \cdot 10^6} = 54854 \text{ N} \quad (57)$$

### Minimální síla ve šroubu

$$F_{Smin} = F_o = 54854 \text{ N} \quad (58)$$

### Maximální síla ve šroubu

$$F_{Smax} = F_o + F_{P1} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} = 54854 + 37699 \cdot \frac{0,68 \cdot 10^6}{0,68 \cdot 10^6 + 6,88 \cdot 10^6} = 58245 \text{ N} \quad (59)$$

### Amplituda síly ve šroubu:

$$F_a = \frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2} = \frac{58245 - 54854}{2} = 1696 \text{ N} \quad (60)$$

## **Výpočet napětí ve šroubu**

### Dolní napětí v tahu

$$\sigma_{td} = \frac{4 \cdot F_{Smin}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 54854}{\pi \cdot 14,160^2} = 348 \text{ MPa} \quad (61)$$

### Horní napětí v tahu

$$\sigma_{th} = \frac{4 \cdot F_{Smax}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 58245}{\pi \cdot 14,160^2} = 370 \text{ MPa} \quad (62)$$

### Střední napětí v tahu

$$\sigma_{tm} = \frac{\sigma_{th} + \sigma_{td}}{2} = \frac{370 + 348}{2} = 359 \text{ MPa} \quad (63)$$

### Amplituda napětí

$$\sigma_{ta} = \frac{\sigma_{th} - \sigma_{td}}{2} = \frac{370 - 348}{2} = 11 \text{ MPa} \quad (64)$$



## Statická kontrola šroubu

Výpočet napětí od momentu tření v závitech se provede při vyvození síly  $F_0$ .

### Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 15,026} = 1,82^\circ \quad (65)$$

### Úhel tření v závitu šroubu

Závisí na součiniteli smykového tření na závitu  $f_z$ . Šroub bude pozinkovaný a závit v tělese nebude nijak upraven, dále předpokládám montáž, kdy nebudou závity mazány olejem. Pro tyto podmínky uvádí literatura [6] hodnotu součinitele (0,13 až 0,22), zvolil jsem  $f_z = 0,18$ .

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{0,18}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 11,74^\circ \quad (66)$$

### Moment tření v závitu šroubu

$$M_z = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 54854 \cdot 15,026 \cdot \operatorname{tg}(1,82 + 11,74) = 99,4 \text{ N.m} \quad (67)$$

### Moment tření pod hlavou šroubu

$$M_h = F_0 \cdot f \cdot \frac{D_s}{4} = 54854 \cdot 0,15 \cdot \frac{20,5}{4} = 84,3 \text{ N.m} \quad (68)$$

Kde:  $f$  [1] – součinitel tření pod hlavou šroubu, pro ocel/ocel je hodnota dle [3] 0,1 až 0,2, pro tento případ jsem zvolil hodnotu  $f = 0,15$

$D_s$  [mm] – střední průměr stykové plochy hlavy šroubu a příruby

$$D_s = \frac{d_K + d_d}{2} = \frac{24 + 17}{2} = 20,5 \text{ mm} \quad (69)$$

Kde:  $d_K$  [mm] – průměr hlavy šroubu

$d_d$  [mm] – průměr díry

### Celkový utahovací moment

$$M_U = M_h + M_z = 99,4 + 84,3 = 183,7 \text{ N.m} \quad (70)$$

### Napětí v krutu

Toto napětí způsobuje moment tření na závitech šroubu  $M_z$ .

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 99,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14,160^3} = 178 \text{ MPa} \quad (71)$$

### Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{th}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{370^2 + 4 \cdot 178^2} = 514 \text{ MPa} \quad (72)$$

### Výsledné statické bezpečnosti

Při maximálním pracovním tlaku  $p_{PV}$

$$k_{SPV} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{900}{514} = 1,75 \quad (73)$$

Při zkušebním tlaku  $p_{max}$

$$k_{SPmax} = \frac{Re_s}{\sigma_{redPmax}} = \frac{900}{521} = 1,73 \quad (74)$$

Pro výpočet statické bezpečnosti při zkoušení PHM je nutné vypočítat následující hodnoty:

Síla ve šroubu při zkušebním tlaku  $p_{max}$

$$F_{sPmax} = F_o + F_{Pmax1} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} = 54854 + 56549 \cdot \frac{0,68 \cdot 10^6}{0,68 \cdot 10^6 + 6,88 \cdot 10^6} = 59940 \text{ N} \quad (75)$$

Horní napětí v tahu při zkušebním tlaku  $p_{max}$

$$\sigma_{thPmax} = \frac{4 \cdot F_{sPmax}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 59940}{\pi \cdot 14,160^2} = 381 \text{ MPa} \quad (76)$$

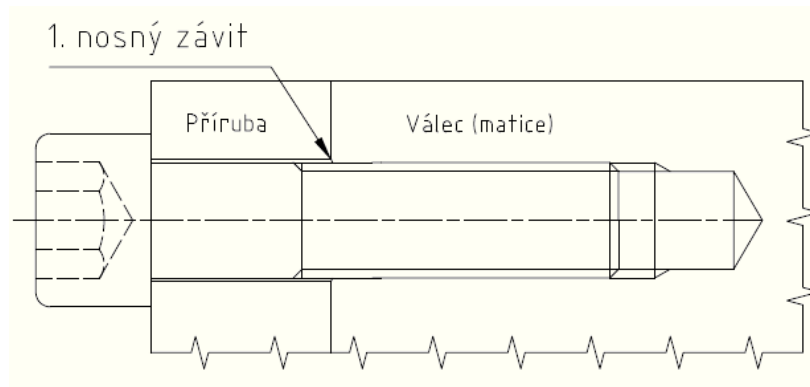
Redukované napětí při zkušebním tlaku  $p_{max}$

$$\sigma_{redPmax} = \sqrt{\sigma_{thPmax}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{381^2 + 4 \cdot 178^2} = 521 \text{ MPa} \quad (77)$$

Výsledné statické bezpečnosti považují za dostačující.

## Dynamická kontrola šroubu

Dynamickou kontrolu šroubu budu provádět při maximálním pracovním tlaku  $p_{PV}$ . U šroubových spojů dochází k nejčastějším poruchám v místě prvního nosného závitu, kde je také vrubový součinitel největší, a tak kontrolu provedu pouze v tomto místě (Obr. 24).

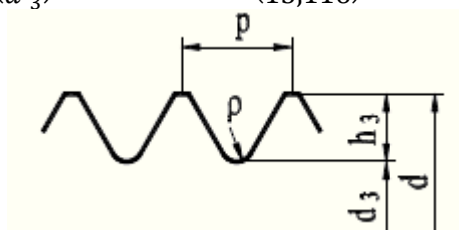


Obr. 24. Největší vrubový součinitel u šroubů

Postup výpočtu je proveden dle literatury [4].

### Součinitel koncentrace napětí volného závitu

$$\alpha_{VZ} = B \cdot \left( \frac{\rho}{d_3'} \right)^{-b} = 1,02380 \cdot \left( \frac{0,217}{15,116} \right)^{-0,27618} = 3,31 \quad (78)$$



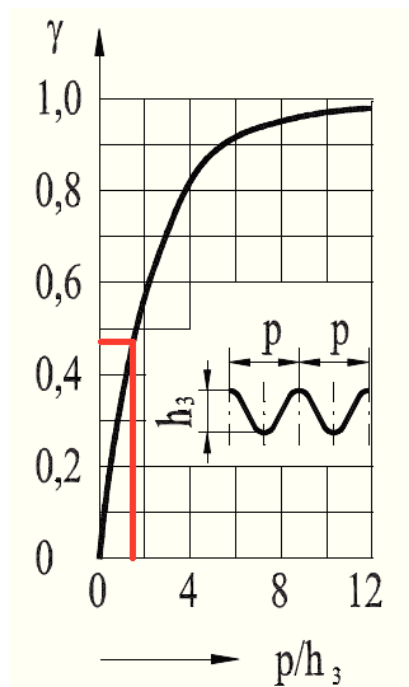
Obr. 25. Schéma závitu

Tab. 6. Tabulka součinitelů pro výpočet součinitele koncentrace napětí

$\frac{d}{d_3'}$	$B$	$b$
$\infty$	0,99372	0,39352
2,00	0,99383	0,38231
1,50	0,99808	0,36955
1,30	1,00490	0,35545
1,20	1,01070	0,33765
1,15	1,02630	0,31673
1,10	1,02720	0,29484
1,07	1,02380	0,27618
1,05	1,02720	0,25256
1,03	1,03670	0,21603
1,02	1,03790	0,18755
1,01	1,00030	0,15609

$$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{16 - 14,160}{2} = 0,92 \text{ mm} \quad (79)$$

$$\frac{p}{h_3} = \frac{1,5}{0,92} = 1,6 \rightarrow \gamma = 0,48 \quad (80)$$



Obr. 26. Zmírňující účinek

$$h'_3 = \gamma \cdot h_3 = 0,48 \cdot 0,92 = 0,442 \text{ mm} \quad (81)$$

$$d'_3 = d - 2 \cdot h'_3 = 16 - 2 \cdot 0,442 = 15,116 \text{ mm} \quad (82)$$

$$\frac{d}{d'_3} = \frac{16}{15,116} = 1,07 \rightarrow B = 1,02380, b = 0,27618 \quad (83)$$

Pro poloměr zaoblení dna závitu platí dle literatury [6] následující vztah

$$\rho = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 1,5 = 0,217 \text{ mm} \quad (84)$$

Součinitel koncentrace napětí prvního nosného závitu

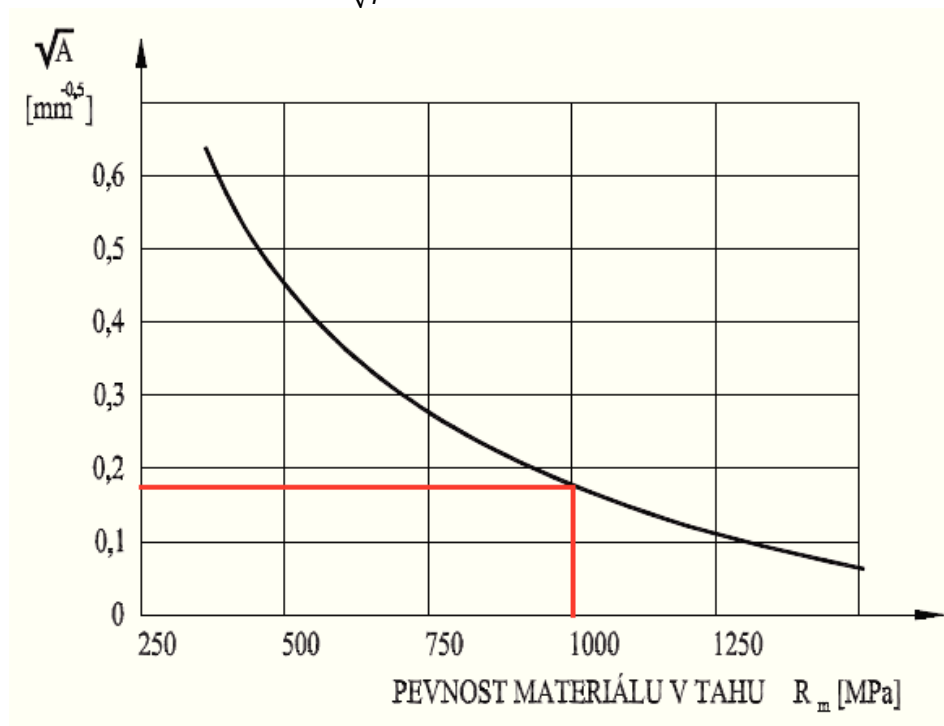
$$\alpha_{NZ} = \alpha_{VZ} + \kappa \cdot \frac{d}{8 \cdot h_3} = 3,31 + 0,8 \cdot \frac{16}{8 \cdot 0,92} = 5,05 \quad (85)$$

Kde:  $\kappa = 0,8$ , dle [4]

### Velikost vrubového součinitele

Výpočet provedu podle Neubergera.

$$\beta = 1 + \frac{\alpha_{NZ} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{5,05 - 1}{1 + \frac{0,18}{\sqrt{0,217}}} = 3,92 \quad (86)$$



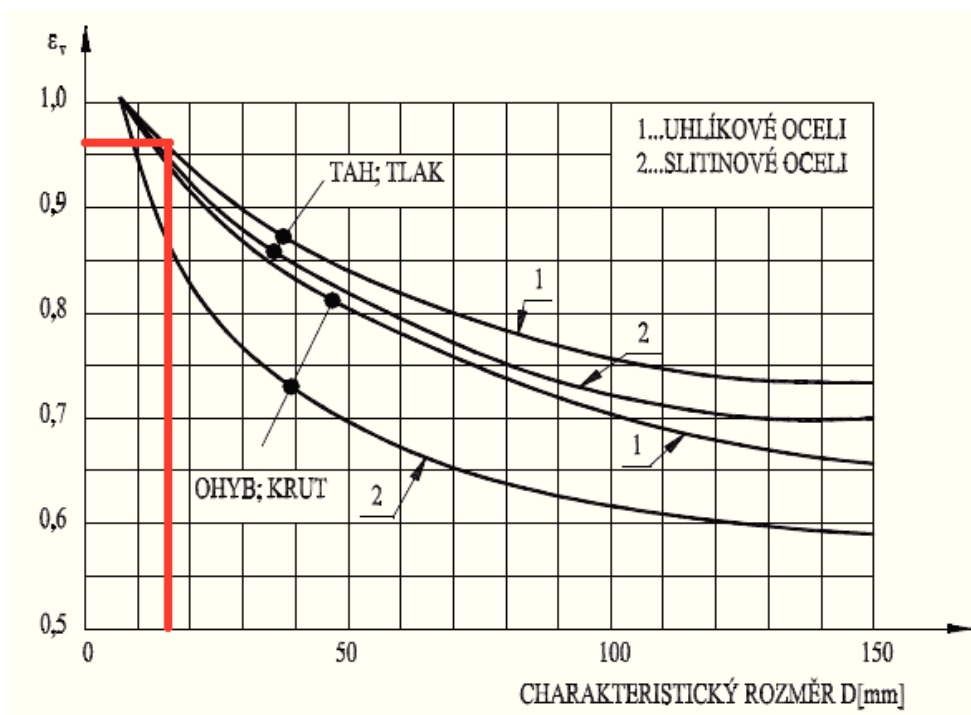
Obr. 27. Neubergerova konstanta vrubové citlivosti

### Součinitel citlivosti pro hladkou součást

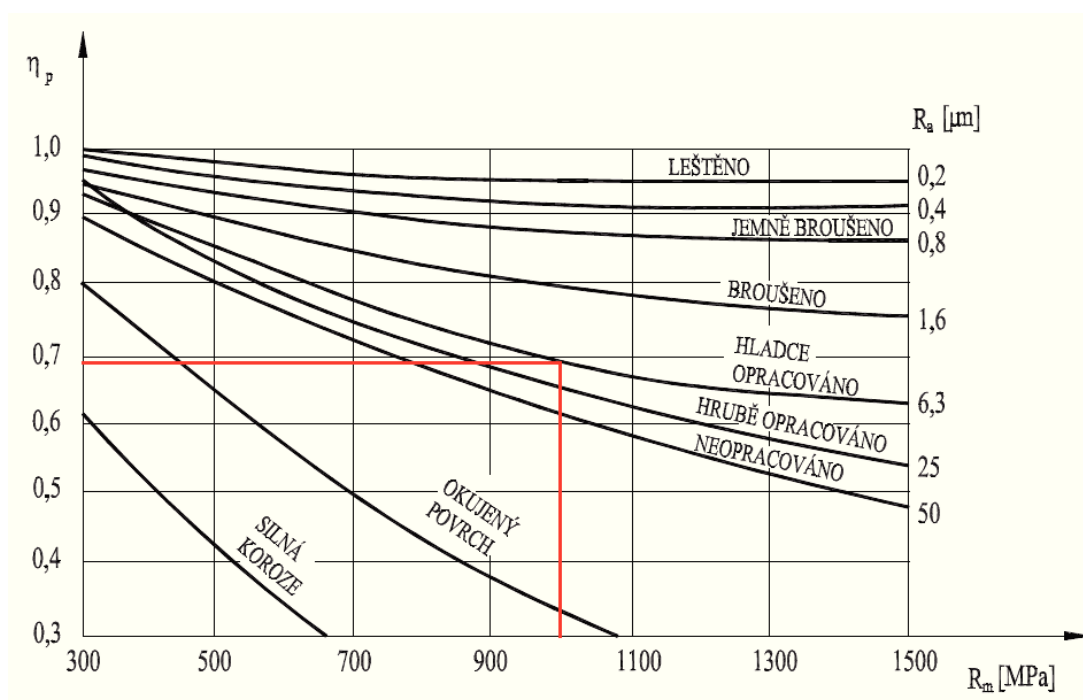
$$\Psi = \frac{2\sigma_C - \sigma_{HC}}{\sigma_{HC}} = \frac{2\sigma_C - 1,7\sigma_C}{1,7\sigma_C} = \frac{0,3}{1,7} = 0,1765 \quad (87)$$

Meze únavy pro šroub pevnosti 10.9 je, podle [7],  $\sigma_C = 340$  až  $425$  [MPa] a  $\sigma_{HC} = 1,7 \cdot \sigma_C$ .

### Určení součinitelů zohledňující vrubovanou součást



Obr. 28. Určení součinitele velikosti,  $\varepsilon_v = 0,96$



Obr. 29. Určení součinitele jakosti povrchu,  $\eta_p = 0,69$

#### Součinitel citlivosti pro vrubovanou součást

$$\Psi^* = \Psi \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 0,1765 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,69}{3,92} = 0,0298 \quad (88)$$

#### Mez únavy vrubované součásti

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 385 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,69}{3,92} = 65 \text{ MPa} \quad (89)$$

#### Bezpečnost vůči mezní amplitudě

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_C^* - \Psi^* \cdot \sigma_{td}}{(1 + \Psi^*) \cdot \sigma_{ta}} = \frac{65 - 0,0298 \cdot 348}{(1 + 0,0298) \cdot 11} = 4,85 \quad (90)$$

#### Bezpečnosti vůči hornímu napětí

$$k_{\sigma h} = \frac{2\sigma_C^* + (1 - \Psi^*) \cdot \sigma_{td}}{(1 + \Psi^*) \cdot \sigma_{th}} = \frac{2 \cdot 65 + (1 - 0,0298) \cdot 348}{(1 + 0,0298) \cdot 370} = 1,23 \quad (91)$$

#### Výsledná bezpečnost kombinovaného namáhání

$$k_{D\check{s}} = \frac{k_{\sigma h} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma h}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{1,23 \cdot 2,53}{\sqrt{1,23^2 + 2,53^2}} = 1,11 \quad (92)$$

$$k_{\tau} = \frac{0,5 \cdot Re_{\check{s}}}{\tau} = \frac{0,5 \cdot 900}{178} = 2,53 \quad (93)$$

Literatura [6] uvádí hodnotu bezpečnosti provozu při dynamickém namáhání, pro optimálně navržený šroub,  $k_{D\check{s}} = (1,1 \text{ až } 1,7)$ . Mohu tedy prohlásit, že šroub vyhovuje.

### 2.3.3 Závít pro připojení pístu

Pro návrh velikosti závitu pro připojení pístu k pístnici vyjdu z velikosti celkového obsahu jádra šroubů pro uchycení horního víka PHM.

$$S_{\Sigma V} = 12 \cdot \frac{\pi}{4} d_3^2 = S_{\Sigma P} = \frac{\pi}{4} d_{Pmin}^2 \rightarrow d_{Pmin} = d_3 \sqrt{12} \quad (94)$$

Kde:  $S_{\Sigma V}$  – celkový obsah plochy jader všech šroubů pro připojení víka  
 $d_3$  – průměr jádra šroubu použitého pro připojení víka  
 $S_{\Sigma P}$  – obsah plochy jádra závitu pro připojení pístu na pístnici  
 $d_{Pmin}$  – minimální průměr jádra závitu na pístnici

$$d_{Pmin} = d_3 \sqrt{12} = 14,16 \cdot \sqrt{12} = 49,052 \text{ mm} \quad (95)$$

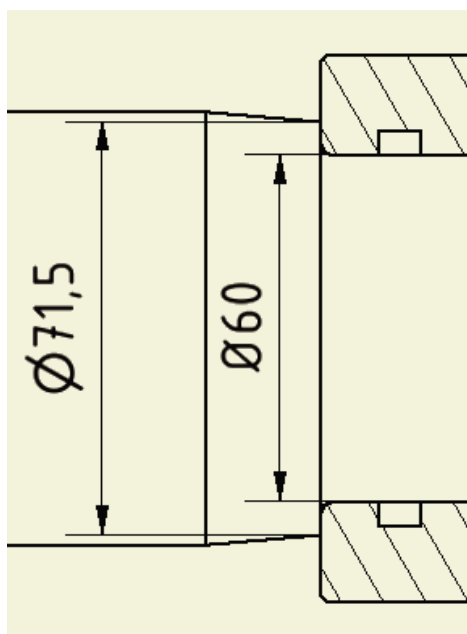
Volím velikost závitu M55 x 2.

Tab. 7. Rozměr závitu pro připojení pístu

P	2	mm
d	55	mm
d <sub>1</sub>	52,835	mm
d <sub>2</sub>	53,701	mm
d <sub>3</sub>	52,546	mm

### Utahovací moment pístu

Utažením pístu vznikne ve stykové ploše pístu a odsazení pístnice tlak (Obr. 30), který by se měl pohybovat v rozmezí  $p_{DOV} = 100$  až  $120$  [MPa].



Obr. 30. Styková plocha pístu a pístnice

Maximální sílu vypočtu z tlakové podmínky ve stykové ploše

$$p = \frac{F_{UM}}{\frac{\pi}{4} \cdot (71,5^2 - 60^2)} \leq p_{DOV} \rightarrow F_{UM} \quad (96)$$



### Maximální síla vyvozena utahovacím momentem

$$F_{UM} = p_{DOV} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (71,5^2 - 60^2) = 100 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (71,5^2 - 60^2) = 118772 \text{ N} \quad (97)$$

### Úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 53,701} = 0,68^\circ \quad (98)$$

### Úhel tření v závitu

Závit je bez povrchové úpravy a při montáži nebudou závity mazány olejem. Pro tyto podmínky uvádí literatura [6] hodnotu součinitele (0,19 až 0,36), zvolil jsem  $f_z = 0,21$ .

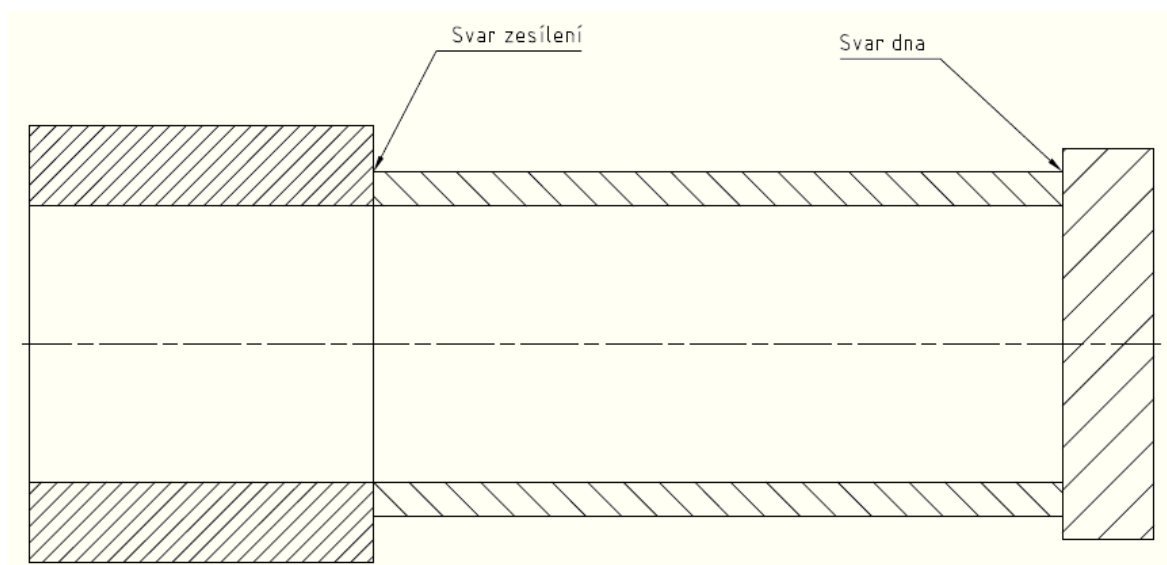
$$\varphi' = \arctg \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \arctg \left( \frac{0,21}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 13,4^\circ \quad (99)$$

### Utahovací moment pístu

$$M_{UP} = \frac{1}{2} \cdot F_{UM} \cdot d_2 \cdot \tg(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 118772 \cdot 53,701 \cdot \tg(0,68 + 13,4) = 800 \text{ N.m} \quad (100)$$

### 2.3.4 Svary

Z konstrukčního hlediska je nutné samostatné těleso, tvořené z bezešvé trubky, na jednom konci zesílit z důvodu použití velkých šroubů, pro které v tloušťce tělesa není místo. Proto na jednom konci tělesa bude přivařena zesílená bezešvá trubka z materiálu ST 52. Spodní víko bude také přivařeno, jelikož ale nebude vyrobeno z trubky, nýbrž z tyče, bude z materiálu S355. Svarové spoje budou umístěny dle Obr. 31.

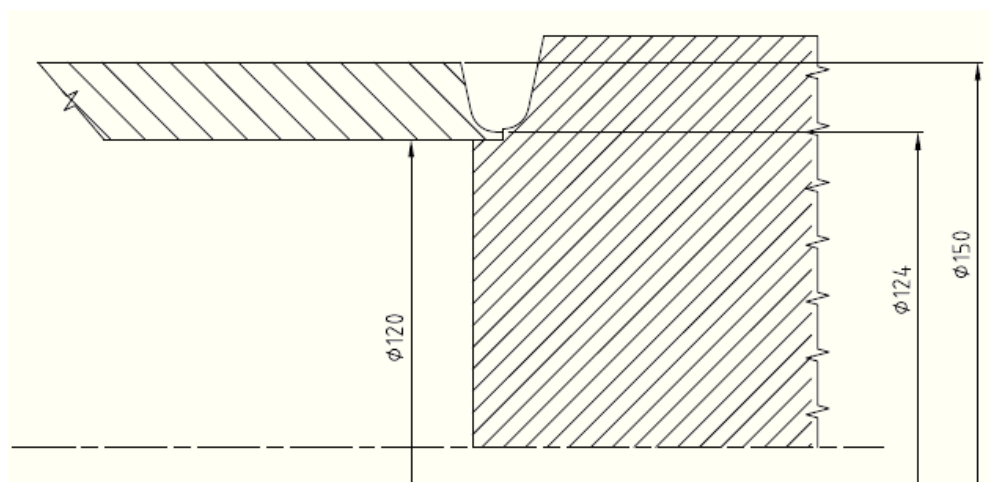


Obr. 31. Pozice svarů na tělese

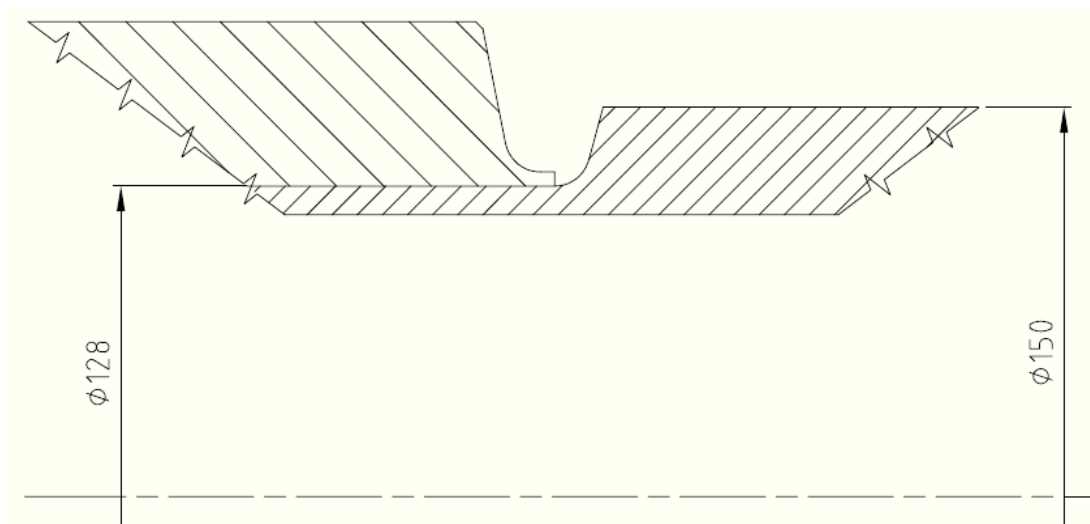
Dále budou přivařena oka pro uchycení. Jedno ke spodnímu dnu a druhé k pístní tyči. Oka budou vyrobená z výpalků z plechu. Jako materiál jsem též zvolil S355.

Pro svary těleso/zesílení, těleso/spodní víko, oko/pístnice jsem zvolil obvodový tupý U-svar podle ČSN EN 24063. Oko spodního víka bude přivařeno koutovým svarem. Svary ok kontrolovat nebudu, protože jsou namáhány pouze tlakem. Provedu pouze kontrolu svarů tělesa, které jsou namáhány tahem.

Tvarové a rozměrové dispozice svarů jsou na Obr. 32 a Obr. 33.



Obr. 32. Úkos pro svar na připojení spodního víka



Obr. 33. Úkos pro svar na připojení zesílení tělesa

Základní kontrolu provedu vůči statickému působení zkušební tlaku  $p_{\max}$ , kdy na víko působí tahová síla  $F_{\max} = 678\,584$  [N].

$$\sigma_{sv} = \frac{F_{\max}}{S_{SV}} \leq \sigma_{Dsv} \quad (101)$$

Kde:  $F_{\max}$  [N] – maximální síla na víko od zkušební tlaku  $p_{\max}$   
 $S_{SV}$  [mm<sup>2</sup>] – nosný průřez svaru  
 $\sigma_{Dsv}$  [MPa] – dovolené napětí ve svaru

#### Obsah svarových ploch

Těleso/zesílení

$$S_{SV1} = \frac{\pi}{4} \cdot (150^2 - 128^2) = 4804 \text{ mm}^2 \quad (102)$$

Těleso/víko

$$S_{SV2} = \frac{\pi}{4} \cdot (150^2 - 124^2) = 5595 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

#### Dovolené napětí ve svaru

Počítá se z dovoleného napětí základního materiálu a převodního součinitele

$$\sigma_{Dsv} = k_1 \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (104)$$

Kde:  $k_1 = 0,85$  [1] – převodní součinitel pro tupý svar podle [5]  
 $Re$  [MPa] – mez kluzu základního materiálu  
 $k_s$  [1] – statická bezpečnost svarového spoje

### Statická bezpečnost svarů

Sjednocením rovnic můžeme vypočítat výsledné statické bezpečnosti svarových spojů v závislosti na mezi kluzu základního (nejslabšího) materiálu a obsahu svarové plochy.

$$k_S = \frac{Re \cdot S_{SV} \cdot k_1}{F_{Pmax}} \quad (105)$$

Tab. 8. Mechanické vlastnosti svařovaných materiálů

Spojovaná část	Materiál	Mez kluzu Re [MPa]
těleso	ST 52.3	450
zesílení tělesa	ST 52	420
spodní víko	S355	325

### Statická bezpečnost svaru těleso/víko

$$k_{S1} = \frac{Re \cdot S_{SV2} \cdot k_1}{F_{Pmax}} = \frac{325 \cdot 5595 \cdot 0,85}{678584} = 2,28 \quad (106)$$

### Statická bezpečnost svaru těleso/zesílení

$$k_{S2} = k_S = \frac{Re \cdot S_{SV1} \cdot k_1}{F_{Pmax}} = \frac{420 \cdot 4804 \cdot 0,85}{678584} = 2,53 \quad (107)$$

Statické bezpečnosti při maximálním pracovním tlaku  $p_{PV} = 40$  [MPa] budou 1,5 krát větší. Jejich hodnoty jsou tedy 3,42 respektive 3,80.

Tyto hodnoty se dají považovat za dostačující i vůči dynamickému namáhání svarů. Svary tedy vyhovují.

Pro svařování jsem zvolil elektrodu OK AR 13.29 s mechanickými vlastnostmi  $Re = 750$  [MPa] a  $Rm = 820$  [MPa]. Je to nízkolegovaný drát pro svařování metodou MIG/MAG nízkolegovaných vysokopevnostních ocelí s dobrou vrubovou houževnatostí při nízkých teplotách.

Tab. 9. Chemické složení svařovací elektrody

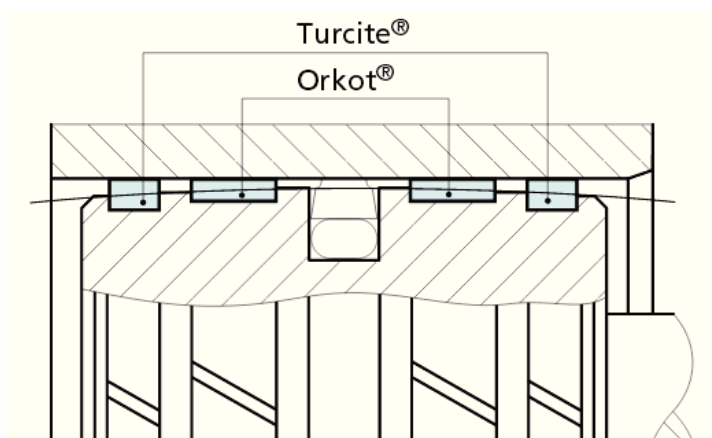
C %	Si %	Mn %	Cr %	Ni %	Mo %	V %
0,08	0,60	1,60	0,30	1,40	0,25	0,07

## 2.4 Návrh těsnění

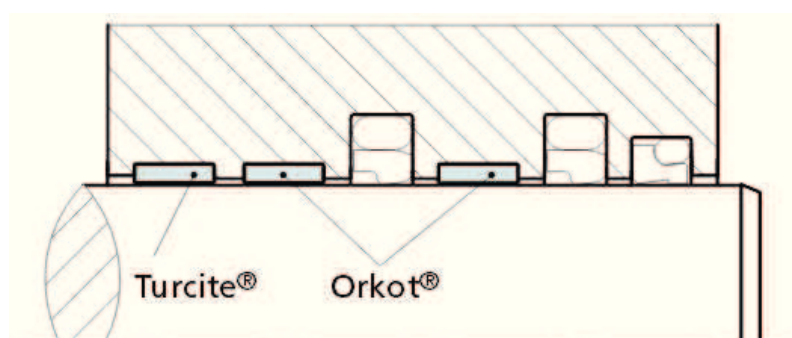
Rozměry těsnění se volí podle průměru vrtání (trubky) a průměru pístní tyče.

### 2.4.1 Vodící pásy

Pro vedení pístu ve válci, který slouží v provozu s vysokým zatížením, doporučuje [8] použití dvou druhů vodících pásek ze dvou druhů různých materiálů, tak jak je uvedeno na Obr. 34 a Obr. 35. Pásy typu Turcite mají větší čelní plochu díky zvětšené spáře mezi pístem a vrtáním. Ta zachytí případné nečistoty v systému a drží je stranou od skutečného vedení (Orkot) a těsnění. Toto uspořádání také zvyšuje celkovou spolehlivost těsnícího systému.



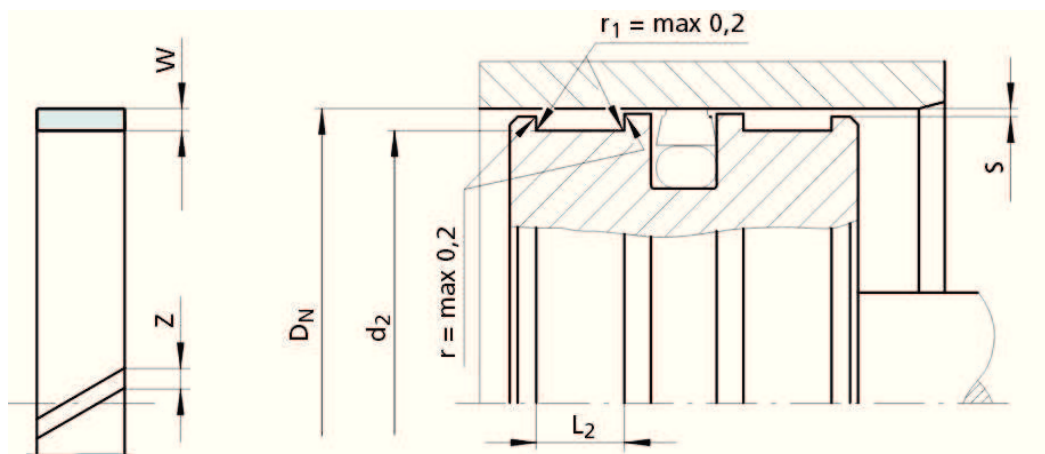
Obr. 34. Uspořádání vedení pístu [8]



Obr. 35. Uspořádání vedení pístnice [8]

Tab. 10. Technické údaje vodících pásek [8]

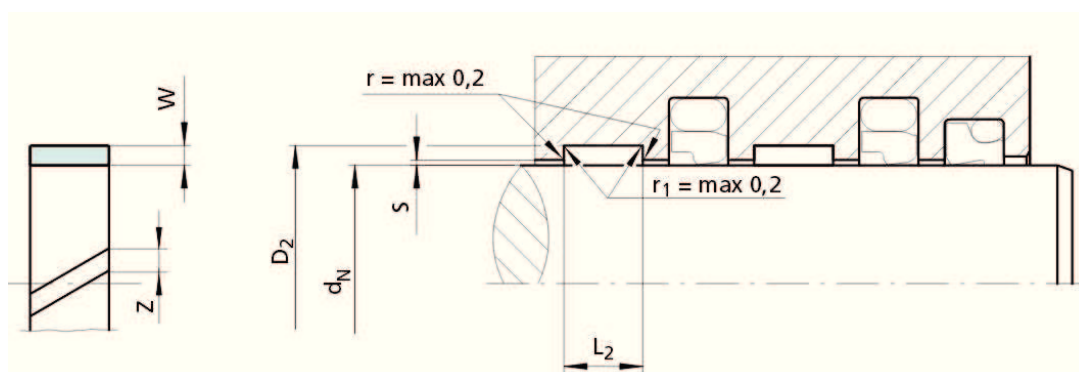
Materiál	T47 (PTFE + bronz) a C380
Rychlost	do 15 m.s-1
Teplota	-60 °C až +150 °C
Médium	hydraulické kapaliny na bázi minerálních olejů, těžkozápalné kapaliny, ekologické kapaliny



Obr. 36. Doporučené uložení vodících pásků na pístu [8]

Tab. 11. Doporučené uložení vodících pásků na pístu [8]

Materiál	Označení	Průměr drážky	Šířka drážky	Tloušťka kroužku	Radiální vůle
		$d_2 \text{ h}8$	$L_2 + 0,2$	w	s
Turcite	GP6901200	115	9,7	2,5	0,25 – 0,40
Orkot	GP7301200	115	15	2,5	max 0,9



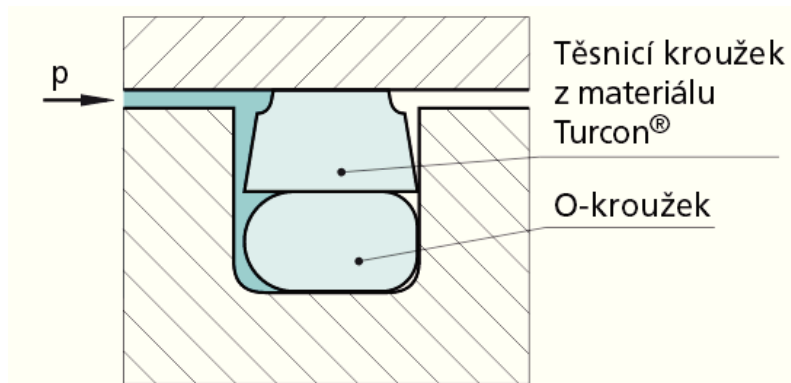
Obr. 37. Doporučené uložení vodících pásků ve víku [8]

Tab. 12. Doporučené uložení vodících pásků ve víku [8]

Materiál	Označení	Průměr drážky	Šířka drážky	Tloušťka kroužku	Spára kroužku	Radiální vůle
		$D_2 \text{ h}8$	$L_2 + 0,2$	w	z	s
Turcite	GR6900750	80	9,7	2,5	2 - 6	0,3 – 0,6
Orkot	GR6900750	80	9,7	2,5	2 - 9	max 0,9

### 2.4.2 Těsnění pístu

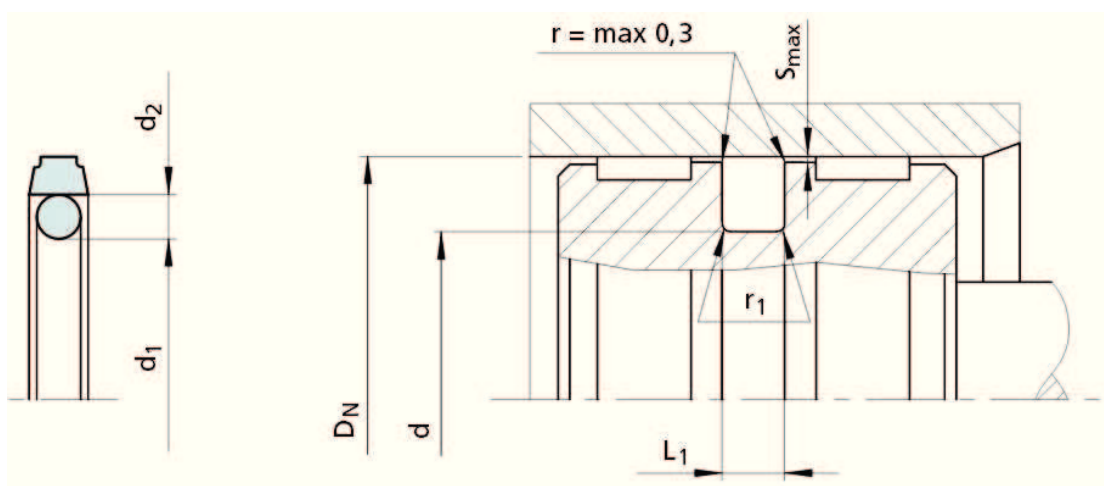
Jako těsnící prvkem doporučuje [8] těsnění typu Turcon Glyd Ring T. Jedná se o dvojčinné těsnění, které je předepnuto O-kroužkem. Oblast použití tohoto prvku je pro standardní válce v mobilní hydraulice a těžkých zemních strojích.



Obr. 38. Schéma těsnění Turcon Glyd Ring T [8]

Tab. 13. Technické údaje těsnícího prvku pístu [8]

Materiál těsnícího kroužku	T46
Materiál O-kroužku	NBR, 70 Shore A
Pracovní tlak	do 80 MPa
Rychlost	do 15 m.s <sup>-1</sup>
Teplota	-45°C až +200°C
Médium	hydraulické kapaliny na bázi minerálních olejů, těžkozápalné kapaliny, ekologické kapaliny



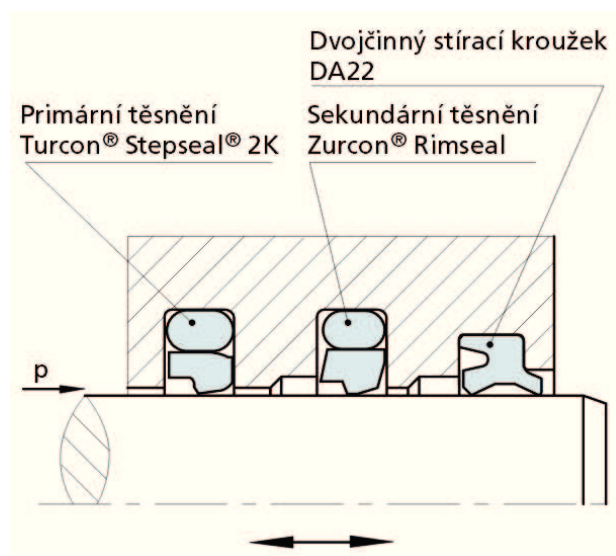
Obr. 39. Doporučené uložení těsnění na pístu [8]

Tab. 14. Doporučené uložení těsnění na pístu [8]

Označení	Průměr drážky	Šířka drážky	Poloměr	Rozměry O-kroužku	Radiální vůle
	d h9	L <sub>1</sub> + 0,2	r <sub>1</sub>	d <sub>1</sub> x d <sub>2</sub>	s
PT0301200	104.5	6.3	1.8	100.97 x 5.33	0.40

### 2.4.3 Těsnění pístnice

Utěsnění pístní tyče ve víku PHM je velmi zásadní, protože by nemělo za žádnou cenu dojít k úniku kapaliny, aby nedošlo k ohrožení životního prostředí minerálními oleji. Proto se pístní tyče těsní tandemově. Jako těsnění pro klasické PHM použité v mobilní hydraulice [8] doporučuje následující schéma uložení (Obr. 40) a materiály těsnících prvků.

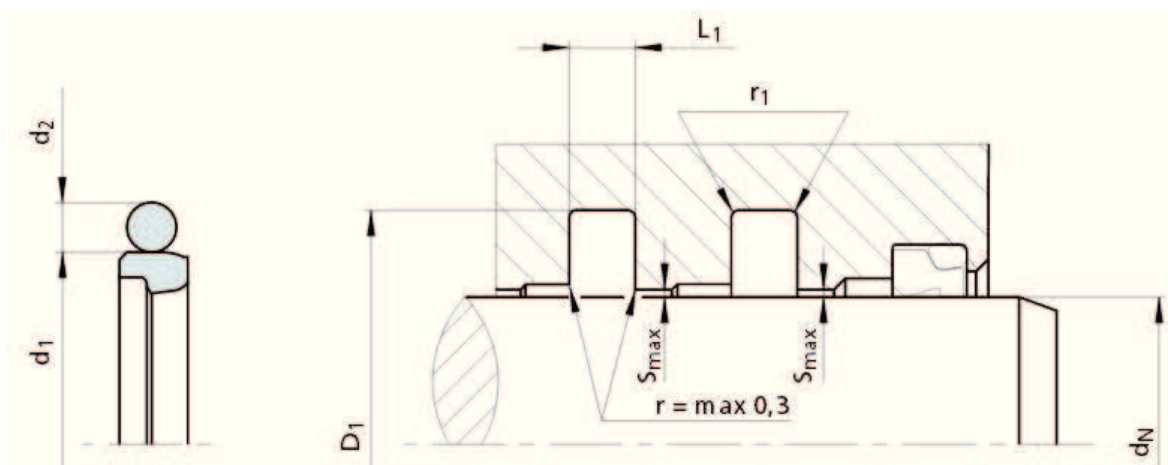


Obr. 40. Schéma těsnění pístní tyče tandemovým těsněním [8]

Tab. 15. Technické údaje těsnících prvků pístnice [8]

Materiál těsnícího kroužku	T46 a Z56
Materiál O-kroužku	NBR, 70 Shore A
Pracovní tlak	do 70 MPa
Rychlost	do 15 m.s <sup>-1</sup>
Teplota	-45°C až +200°C
Médium	hydraulické kapaliny na bázi minerálních olejů, těžkozápalné kapaliny, ekologické kapaliny





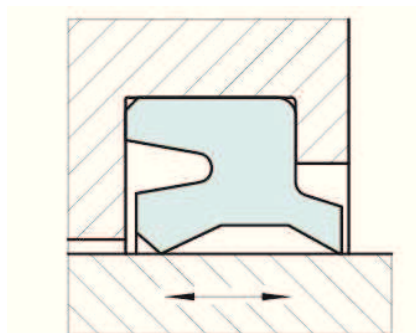
Obr. 41. Doporučené uložení těsnění pístnice [8]

Tab. 16. Doporučené uložení těsnění pístnice [8]

Materiál	Označení	Průměr drážky	Šířka drážky	Poloměr	Rozměry O-kroužku $d_1 \times d_2$	Radiální vůle $s$
		$D_1 \text{ H9}$	$L_1 + 0,2$	$r_1$		
Turcon Stepsael 2K	RSK300750	90,1	6,3	1,8	81,92 x 5,33	0,35
Zurkon Rimseal	RR1300750	90,1	6,3	1,8	81,92 x 5,33	0,35

#### 2.4.4 Stírací kroužek

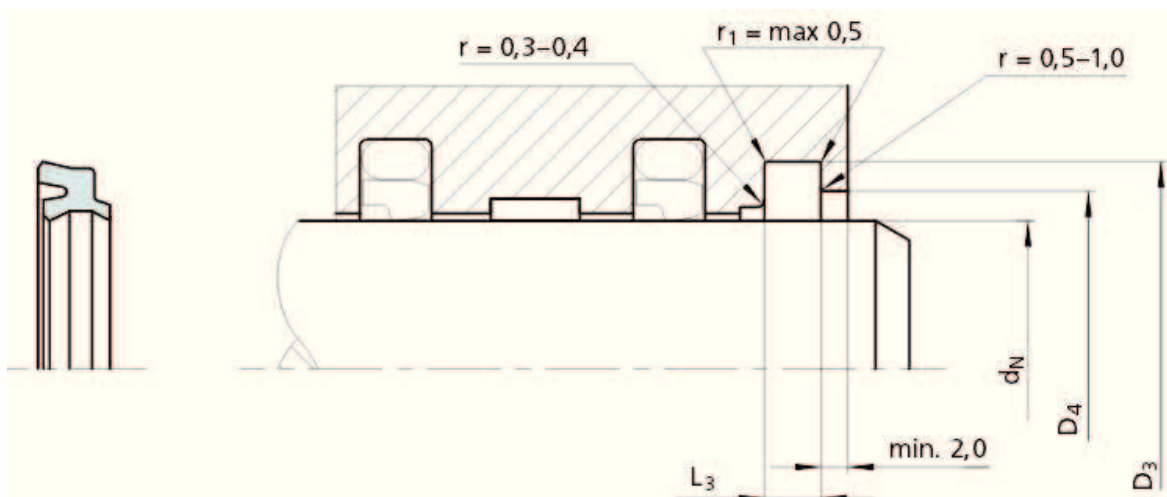
Stírací kroužek musí zabránit vnikání nečistot do systému a zároveň úniku zbytkového filmu provozní kapaliny do vnějšího prostředí. Proto jej volím jako dvojčinný stírací kroužek typu DA 22.



Obr. 42. Stírací kroužek typu DA 22 [8]

Tab. 17. Technické údaje stíracího kroužku [8]

Materiál těsnícího kroužku	Z201 (polyuretan), 92 Shore A
Pracovní tlak	vnější atmosférický, vnitřní do 2 MPa
Rychlost	do 1 m.s <sup>-1</sup>
Teplota	-35°C až +100°C
Médium	minerální oleje a tuky



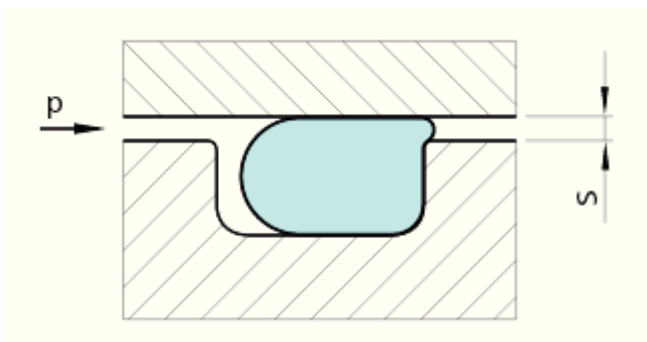
Obr. 43. Doporučené uložení stíracího kroužku [8]

Tab. 18. Doporučené uložení stíracího kroužku [8]

Označení	Průměr drážky	Šířka drážky	Průměr osazení
	D <sub>3</sub> H9	L <sub>3</sub> + 0,1	D <sub>4</sub> H11
WD2200750	85	6,0	78

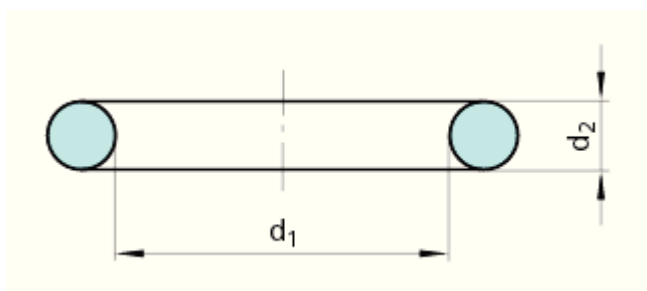
## 2.4.5 Statická těsnění

Je potřeba také zatěsnit mezery, která vzniknou mezi vzájemně se nepohybujícími součástmi jako jsou víko a těleso válce nebo píst a pístnice. K tomu postačí vložit mezi každé dvojice O-kroužek. O-kroužek těsnící mezeru mezi víkem a válcem je nutné opatřit opěrným kroužkem z důvodu větší vůle mezi částmi. Opěrné kroužky zabraňují extruzy do mezery mezi těsněnými prvky.



Obr. 44. Nežádoucí extruze do mezery [8]

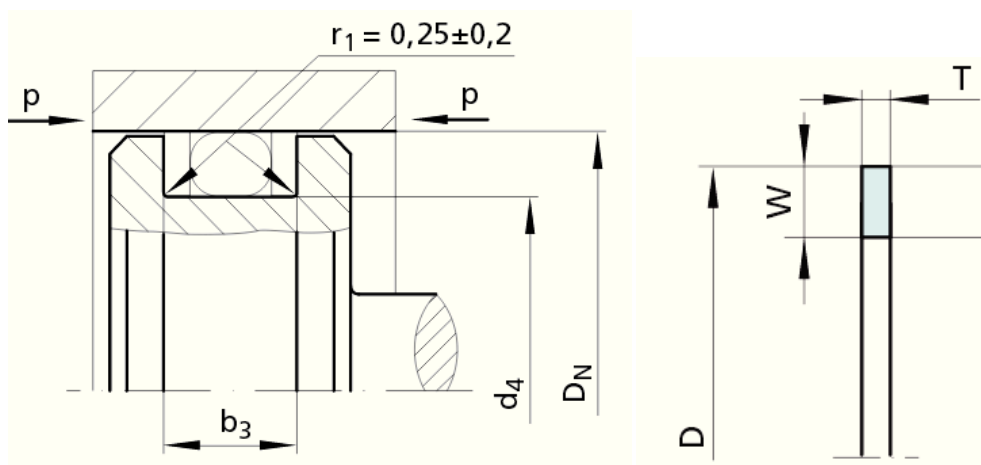
Pro zatěsnění víka a válce jsem zvolil O-kroužek 113,67 x 5,53 90 Shore A a pro zatěsnění pístu a pístnice O-kroužek 59,69 x 5,33 90 Shore A podle normy AS 568 B.



Obr. 45. Schéma O-kroužku [8]

Tab. 19. Rozměry použitých O-kroužků

Objednací číslo	Vnitřní průměr	Průměr průřezu
	$d_1$	$d_2$
ORAR00349	113,67	5,33
ORAR00332	59,69	5,33



Obr. 46. Doporučené uložení O-kroužků [8]

Tab. 20. Doporučené uložení O-kroužků s  $d_2 = 5,33$  [mm] [8]

Šířka drážky		Hloubka drážky
bez opěrného kroužku	s 1 opěrným kroužkem	
7,1	9,0	4,7

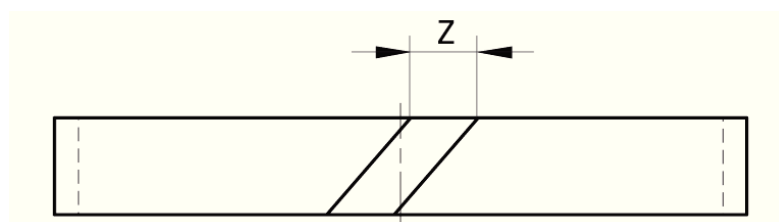
#### 2.4.6 Montážní a konstrukční doporučení

Pro správnou funkci, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení těsnících prvků, musí být dodrženy následující doporučení jakostí jednotlivých povrchů.

Tab. 21. Doporučené jakosti povrchů, které přicházejí do styku s prvky těsnění

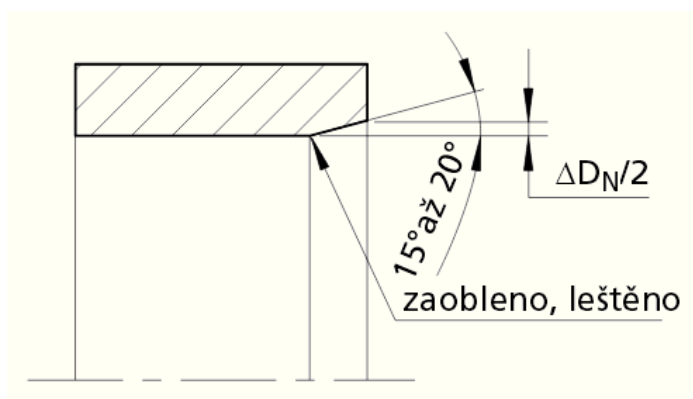
	Drsnost povrchu Ra [ $\mu\text{m}$ ]	
	Těsněný povrch	Povrch drážky
Vedení	0,1 – 0,40	< 2,5
Těsnění pístu	0,05 – 0,20	< 1,6
Těsnění pístnice	0,05 – 0,20	< 1,6
Stírací kroužek	0,1 – 0,40	< 1,6

Při montáži vedení je také třeba brát zřetel na velikost a tvar řezu vodících pásek, protože pásy jsou odřezávány z metráže. Nejčastěji se doporučuje šikmý řez pod úhlem cca  $45^\circ$ . Spára mezi dvěma konci vodícího kroužku slouží pro vedení kapaliny k dalším prvkům a tím zajišťuje mazání stykových ploch.



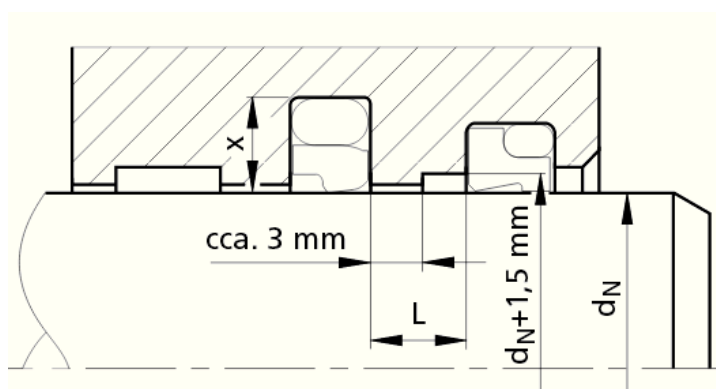
Obr. 47. Standardní šikmý řez vodícího pásku [8]

Dále pak musí být zajištěny potřebné konstrukční úpravy, aby nedošlo k poškození při montáži a skládání jednotlivých komponent dohromady.



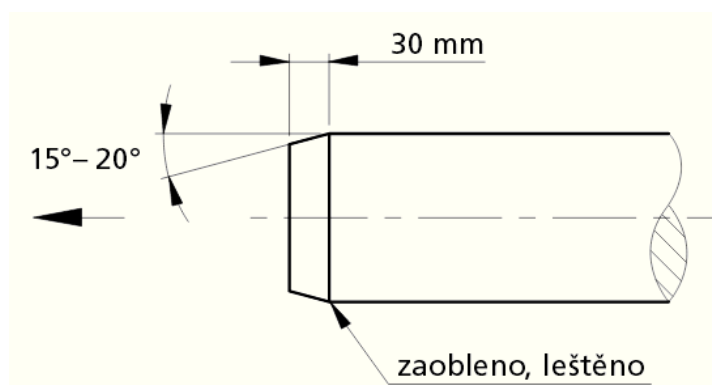
Obr. 48. Sražení válce, kde  $D_N = 2,7$  [mm] [8]

Vzdálenost „L“ mezi drážkami těsnění a stíracího kroužku by měla být větší než hloubka drážky „X“.



Obr. 49. Doporučené vzdálenosti mezi drážkami [8]

Náběh na těsněný povrch pístní tyče musí mít úpravu dle Obr. 50, aby nedocházelo k poškození těsnění ve víku při jeho přetažení na pístní tyč.



Obr. 50. Doporučené sražení pístní tyče [8]

## 2.5 Návrh přípojovacích rozměrů

### 2.5.1 Stanovení minimální světlosti hadice (vtoku)

Pro tlaková potrubí se doporučuje rychlost proudění  $v_p = (7 \text{ až } 15) [\text{m.s}^{-1}]$ . Pro můj případ jsem zvolil střední doporučenou rychlost  $v_p = 11 [\text{m.s}^{-1}]$ . Při stanovení minimálního průměru hadice a tedy i vtoku do válce vyjdu z maximálního průtoku do PHM, který vychází z maximální dovolené rychlosti pístu, tedy  $v = 0,5 [\text{m.s}^{-1}]$ . Z důvodu minimalizace dynamických sil při vysouvání a zasouvání pístnice byla stanovena, po dohodě se zadavatelem, maximální rychlost pro vysunutí  $v_1 = 0,25 [\text{m.s}^{-1}]$  a zasunutí  $v_2 = 0,15 [\text{m.s}^{-1}]$ .

#### Stanovení maximálních průtoků do PHM

Při vysouvání pístnice

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 120^2 \cdot 0,25 = 2827 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (108)$$

Při zasouvání pístnice

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_p^2) \cdot v_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (120^2 - 75^2) \cdot 0,15 = 1034 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (109)$$

#### Průměr vtoku

Jelikož budou oba průměry vtoků stejné, tak pro výpočet průměru použiju průtok  $Q_1$  z důvodu jeho vyšší hodnoty.

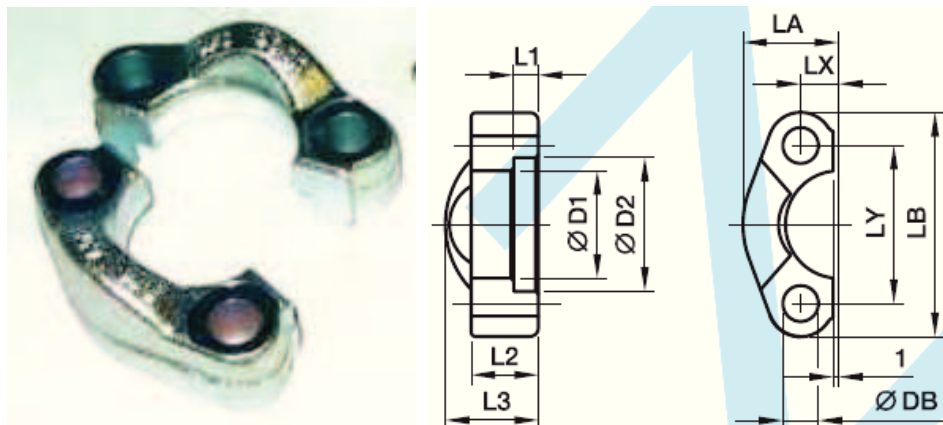
$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_{VT}^2 \cdot v \rightarrow d_{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v_p}} \quad (110)$$

$$d_{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2827}{\pi \cdot 11}} = 18,1 \text{ mm} \quad (111)$$

Nejbližší světlosti hydraulických hadic, na které bude PHM připojen se vyrábějí v rozměrech DN 16, DN 19 a DN 25. Volím světlost vtoku DN 19.

## 2.5.2 Připojení tlakových hadic

Z důvodu jednodušší montáže a demontáže hadic jsem připojení zvolil pomocí vysokotlakých přírub (Obr. 51) dle ISO 6162. Respektive příruby s označením FHS64A3C z pozinkované oceli od výrobce PARKER.

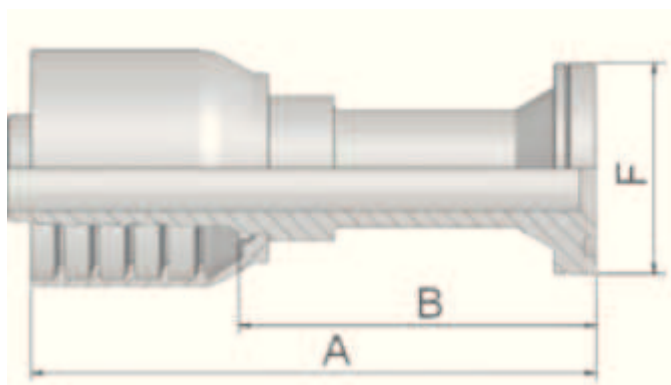


Obr. 51. Hydraulická vysokotlaká příruba [10]

Tab. 22. Rozměry vysokotlakých přírub

ISO (DN)	D1	D2	L1	L2	L3	LA	LB	LX	LY	DB	Šrouby	Max prac. tlak
19	32,5	42,0	8,3	19	23	30,0	72	11,9	50,8	10,5	M10x35	42 MPa

A hadice pro připojení musí být osazena koncovkou ISO 12151 (Obr. 52).



Obr. 52. Koncovka hadice [10]

Tab. 23. Rozměry koncovky hadice

A	B	F
[mm]	[mm]	[mm]
105	66	41

### 3 Seznam dílů a výkresové dokumentace PHM

Tab. 24. Výpis dílů hydromotoru

Díl	Výrobní výkres / Norma / Prodejce	Počet kusů
Hydraulický válec	DIP 1.1	1
Pístní tyč	DIP 1.3	1
Víko	DIP 1.2	1
Píst	DIP 1.4	1
Ložiska GE-70-FO-2RS	DIN ISO 12 240-1 SCHAEFFLER AG	2
Vysokotlaká příruba	Parker	4
Šroub M16 x 65	DIN 912	12
Šroub M10 x 35	DIN 912	8
Pojistný kroužek 120	ČSN 02 2931	2
Štávečí šroub M8 x 12	DIN 915	1
Sada těsnění	TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS	1

Tab. 25. Výpis prvků těsnící sady

Díl	Počet kusů
<b>Sada těsnění pístu</b>	
Těsnění Turcon Glid Ring	1
Vedení Orkot	2
Vedení Turcite	2
O-kroužek 59,69 x 5,33	1
<b>Sada těsnění pístnice</b>	
Těsnění Turcon Stepseal 2K	1
Těsnění Zurcon Rimseal	1
Vedení Orkot	2
Vedení Turcite	2
Stírací kroužek Zurkon DA22	1
O-kroužek 110,49 x 5,33	1
Opěrný kroužek pro O-kroužek	1



## Schéma výkresová dokumentace

<b>DIP 1</b> <b>PHM</b> Sestavný výkres	<b>DIP 1.1</b> <b>Válec</b> Výrobní výkres	<b>DIP 1.1S</b> <b>Válec</b> Svařovaná sestava	<b>DIP 1.1.1</b> <b>Těleso válce</b> Výrobní výkres
			<b>DIP 1.1.2</b> <b>Zesílení tělesa</b> Výrobní výkres
			<b>DIP 1.1.3</b> <b>Spodní víko</b> Výrobní výkres
			<b>DIP 1.1.4</b> <b>Oko válce</b> Výrobní výkres
	<b>DIP 1.2</b> <b>Víko</b> Výrobní výkres		
	<b>DIP 1.3</b> <b>Pístní tyč</b> Svařovaná sestava	<b>DIP 1.3.1</b> <b>Tyč</b> Výrobní výkres	
		<b>DIP 1.3.2</b> <b>Oko pístní tyče</b> Výrobní výkres	
	<b>DIP 1.4</b> <b>Píst</b> Výrobní výkres		

## Závěr

V práci jsou specifikovány teoretické základy přímočarých hydromotorů. Z těchto poznatků vychází konstrukční uspořádání pro vlastní návrh hydromotoru. Těleso vyrobeno z bezešvé trubky, spodní víko k tělesu přivařeno, vrchní víko přichyceno pomocí šroubů a oko uchycení válce přivařeno ke spodnímu víku. Pístní tyč je řešena také jako svařenec a to z tyče a oka pro uchycení. Píst bude k pístní tyči přichycen pomocí závitu.

Jako první byla specifikována potřebná síla pro zdvih výložníku při maximálním vyložení násady s břemenem. Pro tento výpočet byl použit program Autodesk Inventor jehož systémové prostředí *Dynamická simulace* tento výpočet umožňuje. Potřebná síla byla po konzultaci se zadavatelem stanovena na hodnotu 800 000 [N]. Síla však bude ve skutečnosti vyvozena použitím dvou hydromotorů, a tak byla, pro další návrh, podělena na půl.

Hydraulický pohon nakladače pracuje s maximálním pracovním tlakem 40 [MPa]. Tlaková řada s vypočtenou silou jsou základní podmínky pro návrh rozměrů hydromotru. Z těchto podmínek byl vypočten potřebný průměr pístu  $d = 120$  [mm], a tedy i průměr vrtání samotného tělesa motoru.

Pro zvolený průměr vrtání byla zkontrolována (navrhnutá) tloušťka stěny tělesa motoru, tak aby nedošlo k jeho poškození působením vnitřního přetlaku v tělese. Tloušťce stěny motoru odpovídá vnější průměr tělesa  $D = 150$  [mm].

Na přenos požadované síly na výložník slouží pístní tyč. Tato tyč je namáhána kombinovaně tlakem a na vzpěr. Na základě síly působící na tyč a uchycení motoru byl navrhnut průměr pístní tyče  $d_p = 75$  [mm].

Dále byla vypočtena velikost a počet šroubů pro uchycení vrchního víka motoru a jejich potřebný utahovací moment. Je použito 12 šroubů velikosti M16 x 65 utažených na 180 [N.m]. Šrouby byly zvoleny s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem dle DIN 912, a to z důvodu minimalizace rozměrů. Tyto šrouby jsou namáhány dynamicky míjivým zatížením. Z tohoto důvodu byla provedena jejich kontrola vůči tomuto namáhání, které vyhovují.

Pro závit na připojení pístu jsem vycházel z celkového průřezu použitých šroubů pro přichycení víka. Pro píst je tedy použit závit M55 x 2, který je umístěn přímo v pístu. Píst je potřeba utáhnout momentem o velikosti 800 [N.m].

Pro zvolenou velikost šroubů víka není ve stěně tělesa místo, a tak bylo potřeba těleso v místě uchycení víka zesílit. Pro tento účel byla vybrána bezešvá trubka, která se k tělesu přivaří podobně jako spodní víko. Svary jsou umístěny tak, aby byly namáhány pouze tahovou silou a ne ohybovým napětím od vnitřního přetlaku. Svary byly zvoleny

typu U dle ČSN EN 24063. Tyto svary byly zkontrolovány staticky. Jejich koeficienty statické bezpečnosti byly vypočteny o velikostech 3,42 a 3,80 při maximálním pracovním tlaku 40 [MPa].

Pro přichycení motoru byl stanoven průměr čepu a to  $d_c = 70$  [mm]. Dále kloubová ložiska typu GE-70-FO-2RS. Výpočet ložisek nebyl úspěšně proveden, a tak jsem při jejich volbě vycházel z používaných ložisek u motorů jiných výrobců, které jsou rozměrově stejné a určené pro stejnou tlakovou řadu.

Hydromotory musí být vybaveny zatlumením pohybu v koncových polohách. Tuto technickou problematiku se mi nepodařilo dohledat v žádné literatuře a firmy si postupy návrhu chrání. Radiální vůle v koncových polohách byla tedy navržena v řádech desetin milimetru a po odzkoušení motorů na prototypu nakladače bude dále dopravena nebo ponechána tak jak je.

# Seznam užitých pramenů při psaní této práce

## Seznam tištěné literatury

- [1] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-28-0857-9
- [2] KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0856-7
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. Druhé doplněné vydání.* Úvaly: Albra, 2005. 907 s. ISBN 80-7361-011-6
- [4] HAVLÍK, Jiří. *Konstrukce strojních částí tekutinových systémů.* Ostrava: VŠB-TUO, 2009. 117 s. ISBN 978-80-248-1636-4.
- [5] BOLEK, A., KOCHMAN, J., a kol. *Části strojů, 1.svazek.* Praha: SNTL, 1989. 773 s. ISBN 80-03-00046-7

## Seznam online literatury

- [6] KALÁB, K., *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného přírubového spoje. Vysokoškolská příručka.* Ostrava 2013 [online].  
<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>
- [7] *Stanovení únavových křivek součástí zadaného tvaru a materiálu pomocí součinitelů* [online]. <http://www.347.vsb.cz/staff/pistacek/vyuka/VTZSS-P1-podklady.pdf>

## Seznam firemních podkladů

- [8] Fa TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS – vývoj, výroba a prodej těsnění  
URL: < <http://www.tss.trelleborg.com> >
- [9] Fa HYDRAULICS s.r.o. – výroba a servis přímočarých hydromotorů a jejich částí  
URL: <<http://www.hydraulics.cz>>
- [10] Fa KOVAZ s.r.o. – prodej, poradenství a servis hydraulických a pneu. prvků  
URL: < <http://www.hydraulika-pneumatika.cz> >
- [11] Fa CHARVÁT Group s.r.o. – výroba a prodej hydraulických komponentů  
URL: < <http://www.charvat-chs.cz/>>
- [12] Fa SCHAEFFLER AG – výroba a prodej ložisek  
URL: < <http://www.schaeffler.cz> >

### **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat všem kteří mi pomáhali při psaní této diplomové práce. A to vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Friesovi Ph. D za konzultace, a také příkladné vedení po celou dobu mého studia. Dále pak zadavateli Ing. Jaroslavu Mičochovi, majiteli JM – PENTA s.r.o., který mi umožnil zpracovávat téma ze strojní praxe. A nakonec svému otci za praktické rady a připomínky.

V Ostravě dne 16.5 2014

.....